



Universidad Carlos III de Madrid
Escuela Politécnica Superior
Área de Ingeniería Mecánica

Proyecto fin de carrera
Ingeniería Industrial

**ESTUDIO MEDIANTE SIMULINK Y
ANSYS DEL COMPORTAMIENTO DE LA
SUPERESTRUCTURA DE UN AUTOBÚS
URBANO**

Autor:
Jose Ignacio Carro Díez

Tutores:
Dra. M^a Jesús López Boada
Dr. Antonio Gauchía Babé

Julio de 2009

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quisiera dar las gracias a M^a Jesús y a Antonio por su paciencia, por sus consejos y por corregir mis errores.

Quiero dedicar este proyecto a mi familia por estar siempre a mi lado, y por seguir animándome para que terminara este proyecto, y en especial se lo dedico a mi sobrino Marcos.

También se lo dedicó a mis amigos de Fuenlabrada, Getafe y Aldea del Fresno.

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
2. ESTADO DEL ARTE	2
2.1. El papel del autobús en la actualidad.	2
2.2. Características de los autobuses.	5
2.3. El diseño de los autobuses.	8
2.4. Seguridad en los autobuses	11
2.5. Comportamiento frente al vuelco en vehículos pesados	19
3. MODELADO DEL AUTOBÚS	33
3.1. Construcción del modelo de autobús mediante Simulink.	33
3.2. Construcción del modelo de autobús mediante Ansys.	51
4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN	58
4.1. Simulación mediante Simulink. Cálculo de desplazamientos en la superestructura del autobús.	58
4.2. Simulación mediante Ansys. Cálculo de esfuerzos en la superestructura del autobús.	64
5. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS	70
6. BIBLIOGRAFÍA	73
ANEXOS	75

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

Una de los grandes problemas en los países desarrollados son la gran cantidad de fallecidos por accidente de tráfico que se siguen produciendo ya entrados en el siglo XXI. Sólo en España 3823 personas fallecieron en accidente de tráfico en 2007. Los gobiernos de los diferentes países llevan años implantando medidas para intentar reducir estas cifras (carnet por puntos, mayores controles de alcohol y velocidad, mejoras en las carreteras). Pero la industria automovilística tiene otro papel tan importante como el de los gobiernos de los diferentes países: implantar continuamente nuevas mejoras en materia de seguridad en los vehículos para prevenir accidentes (seguridad activa), o reducir los daños en los ocupantes de los vehículos una vez se ha producido el accidente (seguridad pasiva).

Dentro de los diferentes tipos de vehículos que componen el parque automovilístico, los autobuses son un medio de transporte colectivo muy utilizado tanto en transporte urbano como interurbano. La principal causa de accidente en este tipo de vehículos es el vuelco, debido a la elevada posición de su centro de gravedad. En cuanto a seguridad pasiva, las medidas que se han implantado últimamente se centran en la implantación de cinturones de seguridad, mejoras en el anclaje de los asientos, mayor protección para los pasajeros en caso de vuelco, etc. En cuanto a seguridad activa, una de las principales medidas consiste en evitar en la medida de lo posible el vuelco del autobús en caso de una maniobra de emergencia, como puede ser un cambio rápido de carril, esquivar de un obstáculo, etc.

El objetivo principal de este proyecto es estudiar el comportamiento de la superestructura de un autobús urbano, a fin de optimizar el comportamiento frente al vuelco en este tipo de vehículos, aprovechando las posibilidades que nos ofrecen dos aplicaciones informáticas como son MATLAB-SIMILINK y ANSYS. Se estudiará cómo influye la rigidez a torsión de la estructura, la distribución de pesos, la rigidez a balanceo de la suspensión, la altura del centro de gravedad o la velocidad en la estabilidad frente al vuelco de este tipo de vehículos, y se sacarán una serie de conclusiones acerca de cuáles son las medidas más efectivas para reducir las probabilidades de vuelco.

El presente proyecto empieza con una introducción a la situación actual del autobús, estudiando su importancia dentro del transporte actual, indicando la problemática de la seguridad de estos vehículos, y explicando los principios básicos del comportamiento frente al vuelco. Posteriormente se explicarán los dos modelos que se implementan en Matlab-Simulink y Ansys para el estudio objeto de este proyecto, para posteriormente llevar a cabo la simulación de la maniobra de cambio de carril y analizar los resultados y establecer las conclusiones a raíz de dichos resultados.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1 EL PAPEL DEL AUTOBÚS EN LA ACTUALIDAD

Antes de tratar el tema de la seguridad en los autocares y el comportamiento frente al vuelco, es conveniente conocer cuál es el estado actual del transporte en autobús tanto en España como en la Unión europea. El transporte en autobús y autocar representa el 9,5% de todos los servicios de transporte dentro de la Unión Europea y, después de los pasajeros en coche (82,5%), sigue siendo el medio de transporte más importante. En términos de pasajero-km, el sector ha experimentado una subida estable del 5% desde 462 millones en 1995 hasta 486 millones en 2002. Estas cifras incluyen tanto los viajes nacionales como los internacionales [1].

El parque de autobuses en España en el año 2004 era de 56.957, cifra que en 2007 alcanzó las 61.039 unidades, según el Instituto Nacional de Estadística [2]. Tan sólo en España más de 3.160 millones de viajeros utilizaron el transporte urbano en el año 2008. En la tabla 2.1 se puede observar el número de usuarios de transporte urbano repartidos en usuarios de autobuses (regular/discrecional) y usuarios de transporte metropolitano durante febrero de 2009 [2], así como la variación respecto al mismo mes de 2008 y la variación interanual acumulada. Se puede observar como aunque durante el mes de febrero de 2009 se ha reducido el nº de viajeros en autobús urbano respecto al mismo mes de 2008 un 5,05%, y un 5,31% en el acumulado interanual. El único tipo de transporte en autobús en el que aumenta el nº de pasajeros respecto a 2008 es el discrecional.

Tabla 2.1 Estadística de transporte urbano de viajeros en febrero de 2009 según el INE.

2009M02	Viajeros transportados	Variación anual	Variación interanual acumulada
TOTAL	259.207	-5,05	-5,31
Autobuses	160.052	-4,11	-5,09
- Regular	158.400	-4,18	-5,14
- Discrecional	1.652	2,72	1,00
Metropolitano	99.155	-6,52	-5,65

En la tabla 2.2 se puede observar el reparto del parque de vehículos en España a 31 de diciembre de 2007 según la página web del Instituto Nacional de Estadística [2]. Pese a representar únicamente el 0,21% del parque de vehículos, el autocar concentra el 13,4% de los kilómetros recorridos por los viajeros en España. Es un modo de transporte por carretera de uso intensivo. El parque es relativamente viejo, con una media de 9,4 años de antigüedad frente a los 8,4 de los turismos. El 25% de los autocares tiene más de 15 años de antigüedad [3].



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

Tabla 2.2. Reparto del parque de vehículos en España a 31 de diciembre de 2007 según el INE.

	Total	%
TURISMOS	21.760.174	71,77
AUTOBUSES	61.039	0,21
CAMIONES Y FURGONETAS	5.140.586	16,96
MOTOCICLETAS	2.311.346	7,62
TRACTORES INDUSTRIALES	212.697	0,7
OTROS VEHÍCULOS	832.615	2,74
TOTAL GENERAL	30.318.457	100

En la tabla 2.3 se puede ver la evolución del parque de autobuses en España desde 2002 hasta 2007, según datos del Instituto Nacional de Estadística. Se puede ver el aumento continuado en el número de autobuses de un año a otro a partir de 2003.

Tabla 2.3. Evolución del parque de autobuses en España.

	AUTOBUSES
2002	56.953
2003	55.993
2004	56.957
2005	58.248
2006	58.286
2007	61.039

Existe una estrecha relación entre la movilidad y el desarrollo económico y social, y como consecuencia de esta estrecha relación el incremento de la movilidad ha significado siempre un mayor o menor incremento proporcional del desarrollo económico y social de una ciudad, región o país. Las principales ciudades del mundo han basado su desarrollo en las comunicaciones con el exterior, fomentando las rutas de comercio y de transporte de personas. Al mismo tiempo, las comunicaciones urbanas tienen especial importancia ya que permiten facilitar los desplazamientos de un gran número de personas, tanto para acudir a los puestos de trabajo como para acceder a las diferentes zonas comerciales [1].

La carretera ha absorbido la mayor parte del incremento de la movilidad que se ha producido en las últimas décadas, siendo de gran importancia la participación del sector transporte en el PIB, empleo y recaudación fiscal en el marco de las diferentes economías nacionales, influyendo significativamente en la actividad y grado de desarrollo de otros sectores productivos.

El sector transporte genera un gran número de empleos, tanto directos como indirectos, pudiendo estimarse en una cifra próxima a 1.600.000, equivalentes al 13 % del total de empleados en España. El sector del automóvil absorbe algo menos de 500.000 empleados, aproximadamente el 3,8 %, y el transporte por carretera casi 700.000, es decir el 5,3 %.

El transporte en autobús es el más importante medio de transporte colectivo en nuestro país. Su importancia es indudable dada la amplísima red concesionaria existente, así como una muy arraigada concepción del servicio en cuanto a la accesibilidad a pequeños núcleos de población a los que no llegan otros medios de transporte.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

Otro factor a destacar es el creciente proceso de descentralización de los núcleos urbanos a favor de las áreas suburbanas de las ciudades en el que el transporte en autobús tiene una gran importancia.

El transporte de viajeros en autobús en medio y largo recorrido representa el 60,75 % del transporte de viajeros en España, frente al 37,18 % del ferrocarril y el 2,07 % del avión. Sin duda, una de las principales ventajas con las que cuenta el autobús frente al ferrocarril es el carácter dúctil del servicio prestado, la accesibilidad a grupos de población aislados o pequeños, a los que no llegaría el trazado de líneas de ferrocarril.

De esta manera, el servicio “puerta a puerta” del autobús permite concentrar muchos otros desplazamientos por carretera que se realizarían de forma individual.

Además de ser el medio de transporte colectivo de viajeros más económico, el autobús cuenta con una clara superioridad respecto a otros medios y es la relativa a frecuencia de servicios, variedad de horarios y capacidad de adaptación constante del servicio a la demanda de los viajeros. El transporte de viajeros en autobús es el medio más eficiente en cuanto al consumo global por plazas/km, seguido del ferrocarril convencional (la alta velocidad tiene consumos parecidos a los del avión). La mayor ineficiencia energética recae en los turismos, cuyo consumo específico llega a superar al del avión.

A pesar de la buena situación de que dispone el autobús como medio de transporte de personas se enfrenta a una serie de retos dado el aumento de la demanda, de destinos, etc. El sector del transporte de viajeros por carretera se caracteriza por tener un gran volumen de actividad y una enorme trascendencia social y económica.

Sin embargo, no dispone aún de medios tecnológicos equiparables a los existentes en otros modos de transporte (aéreo y ferroviario). Todos los factores que caracterizan y han caracterizado al sector del transporte de viajeros por carretera, entre ellos, la escasa propensión a comprometer las inversiones necesarias en nuevas tecnologías, hace que muchas empresas deban plantearse dichas inversiones de cara a un futuro inmediato, no como una adaptación o mejora circunstancial, sino como una cuestión de supervivencia.

Por otro lado el transporte de viajeros por carretera debe afrontar el reto medioambiental. Es preciso que las empresas del sector del transporte de viajeros por carretera creen y mantengan una política estable de reducción y control de la contaminación. El medioambiente es, además de una importante preocupación social en nuestros días, un factor estratégico en la gestión empresarial. La normativa ambiental es cada vez más amplia y exigente y su cumplimiento obliga en muchos casos a llevar a cabo cambios relevantes en los procesos productivos y en los modelos de gestión de las empresas del sector

El desarrollo de las nuevas tecnologías y el estudio y experimentación con energías alternativas hará posible un transporte por carretera en autobuses cada día más respetuoso con el medio ambiente y que pueda dar respuesta a la creciente necesidad de movilidad asociada, necesariamente, al progreso sin afectar al tráfico, la congestión y, en consecuencia, la contaminación.

El compromiso que deben afrontar tanto las empresas del sector como las administraciones públicas pasa por evitar la contaminación indiscriminada, por el fomento del uso de energías alternativas como los biocombustibles y los gases licuados a presión y por adoptar una serie de medidas como la compra selectiva de vehículos, la implantación de planes preventivos de mantenimiento y los programas de formación medioambiental específica a los trabajadores.



2. ESTADO DEL ARTE

Es en las ciudades donde las Administraciones públicas están poniendo especial interés en fomentar la utilización del transporte público, como solución a los problemas ocasionados por el uso indiscriminado del transporte privado, problemas de contaminación y espacio, penalizando el uso del transporte privado mediante pagos por acceder a las zonas céntricas y la utilización del llamado estacionamiento regulado.

2.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS AUTOBUSES

Las características dimensionales de los autobuses están limitadas por las normativas de diseño. Las directivas ofrecen unas características mínimas y máximas para que el fabricante pueda diseñar su vehículo dentro de un rango de valores, siendo estos definidos por la realidad (seguridad de los pasajeros, características y dimensiones de las redes viarias, etc..) [4]. Las directivas europeas vigentes actualmente en esta materia son la 96/53/CE) y la 2002/7/CE (su primera modificación), y establecen que:

- **Altura permitida:** La altura máxima para autobuses es de 4 m.
- **Ancho permitido:** Según la directiva, el ancho permitido para todos los tipos de autobuses, es de 2,55 m. Por otra parte, para las superestructuras de vehículos preparados, el ancho máximo puede llegar hasta los 2,60 m.
- **Longitud permitida:** La Directiva 96/53/CE se modificó en este punto por la directiva 2002/7/CE, ya que, aunque entonces se daban unos valores máximos de longitud, estos no se tuvieron en cuenta los fabricantes que pusieron en servicio en varios Estados miembros autobuses de longitudes mayores. Se comprobó entonces las ventajas comerciales que presentan los vehículos de gran tamaño, reconociendo que la capacidad inventiva de algunos operadores para acondicionar el espacio adicional que ofrecen los vehículos de mayor tamaño anima a una transferencia modal a favor de los transportes públicos. A su vez, los informes que analizaban los aspectos relacionados con la seguridad concluyeron que fabricar vehículos de mayor tamaño no implicaba que fuera menos seguro. Por otra parte, las repercusiones de ambientales de este tipo de vehículos pueden ser positivas si se explotan eficazmente, disminuyendo la relación de consumo de combustible por pasajero.

La Directiva establece que la longitud máxima permitida para autobuses rígidos de 13,50 m para vehículos de 2 ejes, de 15 m para los de más de 2 ejes, y de 18,75 m para los autobuses articulados. El resto de las dimensiones para otras configuraciones de vehículos están representadas en la tabla 2.4.

Tabla 2.4: Longitudes máximas permitidas según la directiva 2002/7/CE para los vehículos

Tipo de vehículo	Longitud máxima
Vehículo de motor que no sea un autobús	12,00 m
Remolque	12,00 m
Vehículo articulado	16,50 m
Tren de carretera	18,75 m
Autobuses de 2 ejes	13,50 m
Autobuses de más de 2 ejes	15,00 m
Autobús articulado	18,75 m
Autobús + remolque	18,75 m



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

En cuanto a la arquitectura del vehículo, la mayoría de los autobuses están compuestos por dos partes bien diferenciadas: el bastidor y la superestructura.

- El **bastidor** es la estructura que se encuentra en la parte inferior del vehículo es la que se encarga de soportar los elementos mecánicos (como son el motor, todo el conjunto de transmisión y las suspensiones), el depósito y la superestructura, manteniendo todo ello en conjunto. El bastidor de los autobuses tiene una configuración en “escalera”, ya que está compuesto por dos vigas longitudinales (largueros) de sección en T, que se caracterizan por conseguir buena rigidez a flexión, y por otras vigas transversales (traviesas) normalmente de sección rectangular para obtener una buena rigidez a flexión y torsión. En la figura 2.1 se puede ver un bastidor fabricado por Scania.



Figura 2.1 Bastidor de un autobús

- La **superestructura** es la estructura superior del vehículo, y es donde se encuentra el habitáculo de los pasajeros. Es la encargada de soportar la carrocería y de darle rigidez. Esta parte suele estar formada por perfiles de sección rectangular formando “anillos” rígidos, colocados en planos perpendiculares al eje longitudinal del autobús, los cuales están unidos entre sí por otras vigas, tal y como se puede ver en la figura 2.2.



Figura 2.2 Superestructura de un autobús

2. ESTADO DEL ARTE

Dependiendo de cómo estén unidas estas dos partes, se pueden diferenciar tres tipos de estructuras:

- Bastidor y superestructura: Se compone de un bastidor de grandes dimensiones, al cual se le coloca la superestructura encima mediante diferentes tipos de uniones. El bastidor es el único que aporta la rigidez al conjunto.
- Semi-integral: En este caso son las dos partes las que dan rigidez al conjunto, por lo que el bastidor es más pequeño que en el caso anterior.
- Autoportante: En este tipo de estructura, no existe distinción entre las dos partes, sino que se considera que bastidor y superestructura son una única pieza. Con esta configuración se puede conseguir que el piso del habitáculo sea mucho más bajo que en los casos anteriores.

Según su utilización, en la actualidad se pueden diferenciar tres tipos de autobuses [1]:

- Minibuses: Es un vehículo de motor diseñado para transportar pequeños grupos de personas, aproximadamente de 20 personas, utilizado para realizar cortos desplazamientos. Los minibuses suelen ser furgonetas adaptadas para el transporte de viajeros. En la figura 2.3 se puede ver un ejemplo de minibús, con la distribución en planta de los asientos.

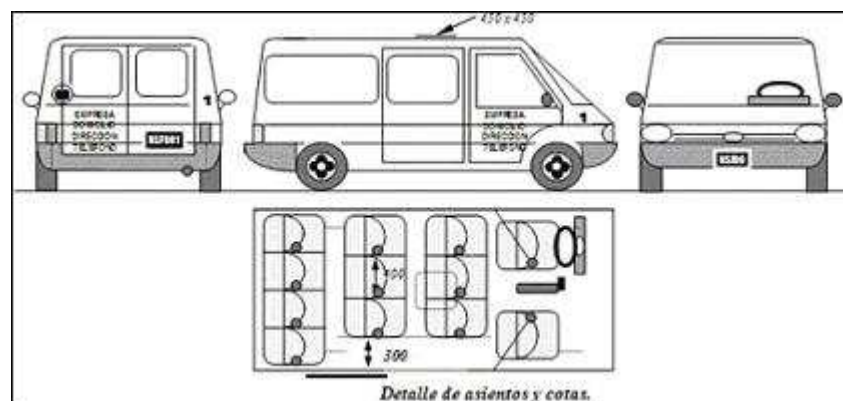


Figura 2.3 Ejemplo de minibús con una capacidad de 12 ocupantes.

- Midibuses: Son autobuses de una planta que no se pueden encuadrar en la categoría de minibuses ni tampoco de autobuses, cuya longitud puede variar entre los 8 y los 11 metros. Los midibuses suelen diseñarse para ser ligeros y obtener consumos reducidos de combustible, como por ejemplo dotarles de ruedas más pequeñas que las que se montan en autobuses. Como consecuencia de esta característica suelen ser menos duraderos que los autobuses normales. En la figura 2.4 se puede ver el Midibús Man NM 233F carrozado por Castrosua.



Figura 2.4 Midibús Man NM233F carrozado por Castrosua.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

- **Omnibuses:** Dentro de esta categoría se encuentran aquellos autobuses diseñados para transportar más de 30 personas. Dentro de esta categoría se puede establecer otra clasificación diferenciando los omnibuses destinados al transporte urbano y al transporte de largo recorrido, puesto que la configuración de cada uno de ellos es diferente.



Figura 2.5. Ejemplo de Omnibús.

Las Administraciones de cada país establecen a su vez diferentes clasificaciones para poder implantar una normativa para el control y la seguridad de este medio de transporte, dependiendo de la clase a la que pertenezcan los autobuses estarán sujetos a restricciones o limitaciones, períodos de revisiones, etc.

2.3 EL DISEÑO DE LOS AUTOBUSES

La optimización y la verificación de las superestructuras de los autobuses urbanos presentan continuos retos a los ingenieros de los principales fabricantes. En la actualidad existen varias especificaciones establecidas por las autoridades encargadas del transporte público, las cuales son las mayores compradoras de autobuses de este tipo, tanto de diseño como de fiabilidad, que las empresas constructoras deben cumplir para poder ofertar sus vehículos. Las autoridades que demandan este tipo de vehículos exigen períodos elevados de garantía que los fabricantes deben cumplir para poder seguir vendiendo sus productos; de ahí se desprende que el diseño cobre un papel tan importante [1].

Los plazos de desarrollo del diseño de cada autobús se acortan cada vez más debido al rápido avance técnico que obliga a los constructores a incluir en sus productos las nuevas especificaciones que establecen los organismos encargados de velar por la seguridad de los viajeros. Como consecuencia los fabricantes tienen que recurrir al desarrollo de la integridad estructural requerida en los vehículos modernos mediante herramientas CAE (*Computer Aided Engineering*), como puede ser por ejemplo Ansys.

Debido a las restricciones de tiempo y coste a las que se enfrentan los fabricantes, no todos los elementos son completamente analizados, en el proceso de análisis se debe determinar qué zonas y a qué nivel es necesario analizar y qué análisis es el correcto, dependiendo de lo complicada que sea cada parte y lo cercana que se encuentre a sus límites cuando esté en las condiciones de servicio a las que será sometida.

La mayor parte de los análisis son lineales estáticos (menos del 10% son estáticos no lineales); todos ellos en 3D. Los análisis estáticos lineales se realizan con los elementos de ANSYS. Los análisis no lineales de ANSYS se utilizan para casos en los que se producen grandes deformaciones: movimiento de ruedas y ejes, por ejemplo.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

Para la simulación del comportamiento no lineal de la superestructura de un autobús en un ensayo de vuelco se utiliza, como ejemplo, el software ANSYS/LS-DYNA. Esta herramienta de resolución explícita se utiliza también para materiales no lineales y grandes deformaciones. Esto significa que no sólo trabaja para simulación de tests y ensayos, sino también para analizar los procesos de conformación del metal utilizados en la fabricación de autobuses.

Para asegurarse que la estructura del vehículo se ha desarrollado de manera adecuada, se suele utilizar una aproximación simultánea realizada por ingenieros. En el comienzo, diseñadores y analistas discuten qué funciones deberían ser integradas para satisfacer los requerimientos de dureza y rigidez. La reducción de peso y de costes son dos elementos que juegan papeles importantes en el desarrollo de vehículos. La reducción de costes es secundario con respecto a la reducción del riesgo asociado a la creación de nuevos diseños y la presentación en el mercado con rapidez. La variedad de especificaciones, fiabilidad, y las condiciones de servicio requieren a los grandes fabricantes de autobuses realizar estructuras insensibles a las variaciones relacionadas con los procesos de fabricación.

Para cumplir con los ajustados plazos de entrega, muchos de los diseños se llevan a cabo en 2D en lugar de 3D, lo que significa que es necesario recrear las geometrías en el preprocesador de Ansys. Cada nueva superestructura de autobús es analizada como un conjunto utilizando representaciones de sólido y superficies. Dependiendo de la cantidad de información geométrica presente en el modelo, el primer análisis de una estructura de un autobús de 12 m conlleva entre 500 y 1000 horas de trabajo, tiempo que puede multiplicarse si se descubren problemas severos en el diseño de la estructura.

Aparte de todo el desarrollo informático que supone el diseño de la estructura también se realizan ensayos reales, pero cuando se realizan ya es demasiado tarde, puesto que el proceso de diseño ya ha sido llevado a cabo, suponiendo costes muy elevados, por lo que el diseño mediante herramientas CAD-CAE es de una gran importancia, y sobre él recae todo el peso del proceso de producción.

El mercado de autobuses y autocares español es uno de los más competitivos de Europa; en este mercado es muy frecuente encontrar vehículos donde el chasis ha sido construido por un fabricante y la carrocería por otro. En la figura 2.6 puede verse un autobús urbano con bastidor MAN NM223F y carrozado por Castrosua.



Figura 2.6 Autobús MAN NM223F carrozado por Castrosua

2. ESTADO DEL ARTE

En España existe una gran competencia en la fabricación de carrocería de autocares y autobuses. El diseño de estas estructuras es de elevada importancia por la función que cumplen de seguridad en estos vehículos de transporte de pasajeros. Los carroceros españoles han alcanzado elevados niveles de calidad en sus productos y a día de hoy gozan de una muy buena situación en el mercado europeo del carrozado de autobuses.

Las superestructuras que conforman los autobuses han evolucionado desde sus comienzos, donde se añadía el cuerpo o carrocería a un chasis, hasta llegar a los diseños de estructuras semi integrales e integrales, estos dos últimos siendo los más utilizados en la actualidad en la construcción de autobuses. Tal y como se puede observar en la figura 2.7 las estructuras de autocares y de autobuses urbanos han experimentado evoluciones similares, pero en el caso de los autobuses urbanos se ha buscado el descenso del centro de gravedad del conjunto, con el fin de facilitar el acceso y mejorar la habitabilidad de los mismos. En el caso de los autobuses de grandes trayectos, se ha buscado también la reducción del centro de gravedad por razones dinámicas y de seguridad, a la vez que se ha aumentado la altura del conjunto, buscando aumentar el tamaño de los espacios destinados a la carga, permitiendo alojar los equipajes en la parte baja de la estructura, mejorando las actitudes dinámicas del vehículo y facilitando así su conducción [1].

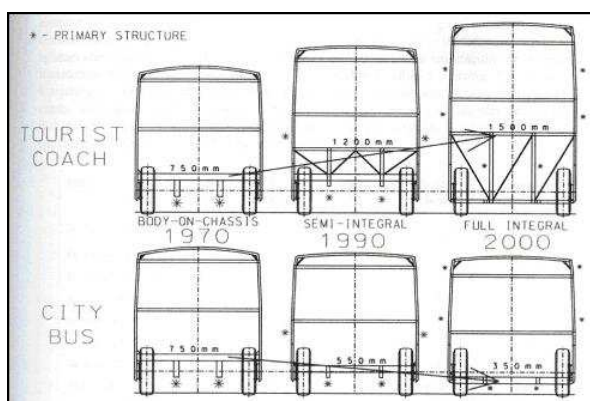


Figura 2.7. Evolución en el diseño de la superestructura de autobuses urbanos y de largo recorrido.

El desarrollo de autobuses seguros y fiables requiere métodos de diseño optimizados, materiales de alta calidad y procedimientos de calidad en la fabricación, que combinados proporcionan autobuses de larga vida de servicio sin necesidad de extensas y costosas operaciones de reparación. Estos requerimientos son de gran importancia con respecto al gran volumen de transporte de pasajeros en países industrializados. Esto queda remarcado por la gran producción anual de grandes autobuses que en los últimos años ha alcanzado cifras de más de 130.000 unidades por año en los países industrializados; tan solo en Europa aproximadamente más de 30.000 autobuses que exceden de las 6 toneladas de peso se fabrican anualmente. Esta gran producción demuestra que la optimización de la mejora de un autobús para alcanzar altos niveles de fiabilidad es una importante cuestión para constructores y clientes.

En cuanto a los materiales utilizados en la fabricación de los autobuses, el acero inoxidable se ha mostrado como un potencial material estructural en aplicaciones para vehículos. Existe una gran tradición en la utilización de aceros inoxidables austeníticos en trenes en Japón, Estados Unidos y Europa. Los aceros inoxidables se han utilizado también en la fabricación de autobuses, no solamente en el chasis, sino también en la superestructura.

Las razones para la utilización de aceros inoxidables parten de una única combinación de sus propiedades materiales, que son directamente aplicables en el diseño la fabricación y su uso.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

La seguridad de los vehículos es una de las principales demandas de los consumidores, buscando que la absorción de energía cuando se produce una colisión sea tan grande como sea posible. Este requerimiento puede estar muy influenciado por la elección del material.

Los aceros inoxidables austeníticos tienen una excelente capacidad de absorción de energía, que aumenta enormemente su potencial a la hora de elegir material para la fabricación de estructuras seguras.

El peso del vehículo es otro factor importante en la reducción del consumo y, también, en la reducción del impacto medioambiental y en el incremento de la capacidad del número de pasajeros. La utilización de materiales de gran resistencia es de una gran importancia en la reducción del peso del vehículo. Combinado con los conceptos más avanzados de diseño tales como la aplicación de paneles tipo sándwich, el peso de las diferentes partes del autobús puede reducirse de manera efectiva.

Cuando se utilizan aceros inoxidables austeníticos extruidos en frío la combinación entre la buena capacidad de carga y la ligereza de los paneles tipo sándwich puede obtenerse de manera sencilla. Aparte de estas ventajas, los aceros inoxidables de alta resistencia no necesitan tratamientos contra la corrosión, tal y como sucede con los aceros estructurales. Este hecho permite la obtención de estructuras con travesaños, barras y paneles con rebaja de peso, y como consecuencia, un factor positivo en lo que respecta al impacto medioambiental.

Uno de los principales objetivos en la fabricación de autobuses es la reducción de peso en las superestructuras, ya que es una forma de encontrar una reducción del consumo sin descuidar la seguridad y robustez de los mismos. El acero inoxidable aparece en muchos de estos estudios como la solución potencial al tema de la utilización de materiales para la construcción de este tipo de estructuras. El futuro en la construcción de autobuses pasa por buscar estructuras cada vez más ligeras a la vez que robustas que permitan aumentar la capacidad de carga sin perjudicar las capacidades dinámicas del vehículo y su confort.

La búsqueda de estas nuevas estructuras lleva consigo la utilización de nuevos materiales, nuevos aceros, aceros inoxidables o incluso materiales compuestos que sean desarrollados específicamente para este tipo de vehículos. Estos nuevos materiales deberán permitir procesos de fabricación sencillos y de bajo coste para que puedan ser utilizados por la industria de la automoción.

2.4 SEGURIDAD EN LOS AUTOBUSES

Uno de los aspectos que más preocupa a la sociedad en estos momentos es el de la seguridad en los diferentes medios de transporte, de forma que los constructores de autobuses cada vez emplean más recursos en el diseño de nuevas estructuras y en la implementación de soluciones técnicas que garanticen en sus vehículos unos mínimos niveles de seguridad para reducir, en todo lo posible, el número de víctimas mortales y la gravedad de las lesiones producidas en los accidentes en los que intervienen este tipo de vehículos destinados al transporte de viajeros.

La siniestralidad en las carreteras españolas ha alcanzado en los últimos años niveles muy elevados, y se ha convertido en una de las principales preocupaciones de las administraciones públicas, que emplean grandes cantidades de recursos en concienciar a la población en la realización de una conducción responsable y conseguir así una reducción en el número de accidentes.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

Los accidentes de tráfico se han convertido en un fenómeno de gran relevancia en la sociedad. Según las cifras de la Organización Mundial de la Salud, más de un millón de personas fallece cada año en este tipo de accidentes, mientras que 20 millones resultan heridos. En la Unión Europea más de 42.000 personas mueren anualmente y aproximadamente 3,5 millones resultan heridas.

En España, el número de víctimas mortales en 2007 fue, según la DGT, de 3.823, ascendiendo el número de heridos a más de 142.000. Los automóviles son cuatro veces más seguros que hace 30 años, y el número de muertes se ha reducido desde entonces en un 50 % pero los accidentes de tráfico en carretera siguen provocando más de 40.000 muertes en la Unión Europea.

Además de las sorprendentes tasas de mortalidad, los traumatismos por accidentes de tráfico constituyen una de las principales causas de pérdida de salud y una verdadera sangría para el sistema de salud. Según datos disponibles, en algunos países una de cada 10 camas de hospital está ocupada por víctimas de accidentes de tráfico.

En cuanto a la seguridad en autobuses, hay que destacar que los autobuses son uno de los medios de transporte más seguros de que se dispone actualmente y una de las opciones que los gobiernos en Europa intentan promover, con el fin de lograr alcanzar los objetivos que se han propuesto en cuanto a emisiones y congestión. El riesgo de sufrir un accidente mortal es 3,6 veces mayor si se circula en un tren, 17 veces mayor si se toma un avión y 31,7 veces mayor si se utiliza un turismo o una motocicleta.

En el tráfico urbano, los accidentes de autobuses con consecuencias mortales son extremadamente raros. En cuanto al autocar, las estadísticas hablan de un muerto por cada 10.000 millones de kilómetros (frente a más de 70 en los turismos). En la tabla 2.5, que corresponde al anuario de accidentes de la DGT del año 2007 se puede ver que el número de víctimas mortales correspondiente a accidentes en los que han estado implicados autobuses es muy inferior a los demás tipos de vehículos.

Tabla 2.5. Número de víctimas mortales según tipo de vehículo en 2007

Tipo de vehículo	Nº víctimas mortales
Bicicleta	89
Ciclomotor	248
Motocicleta	632
Turismo	1821
Camión (P.M.A. -3.500 Kg.)	230
Camión (P.M.A. +3.500 Kg.)	92
Autobuses	15
Peatones	591
Otros	105
Total	3823

Los accidentes en los que están implicados autobuses resultan especialmente llamativos. El número de posibles heridos puede ser elevado, en función de la ocupación del vehículo. Para el empresario, obligado a operar con márgenes muy reducidos, un siniestro supone, junto a los daños personales, un daño económico importante: dictamen pericial, reparaciones, gestiones ante la compañía aseguradora, períodos de inmovilización no previstos y, naturalmente, pérdida de imagen frente al cliente [1].



2. ESTADO DEL ARTE

Los accidentes de autocares representan una proporción baja respecto a los accidentes con víctimas en carretera, únicamente el 0,6%. Comparando los kilómetros que realizan en España autocares y los turismos, el riesgo que tiene un autocar de sufrir un accidente es 30 veces inferior [3].

La publicidad que se ha dado siempre a los accidentes de autocares ha conllevado la correspondiente demanda por parte de la opinión pública de autobuses cada vez más seguros. Como respuesta a estas demandas los fabricantes de autobuses y autocares desarrollan nuevos productos a los que se incluyen diferentes innovaciones tecnológicas en materia de seguridad, como puede ser la implantación del uso de cinturones de seguridad en autobuses y autocares.

En toda la Unión Europea se han llevado a cabo proyectos y estudios para determinar las características y requisitos mínimos que deben cumplir este tipo de vehículos destinados al transporte de viajeros para asegurar unos mínimos estándares de seguridad.

En España se empezó a disponer de una reglamentación básica de seguridad en autobuses y autocares a partir de 1983. En este año empezó la obligatoriedad para todos los vehículos que se matriculasen en España de pertenecer a tipos homologados de acuerdo con el Reglamento nº36, de la Comisión Económica para Europa de Naciones Unidas, sobre prescripciones uniformes relativas a las características de construcción de los vehículos de transporte público de personas, anejo al acuerdo del 20 de mayo de 1958, relativo a la adopción de condiciones uniformes de homologación a reconocimiento recíproco de la Homologación de piezas y equipos para vehículos a motor.

La aplicación obligatoria del Reglamento 36 significó un gran reto para la industria carrocera española, ya que su implantación limitaba la libertad en el diseño y construcción de los autobuses y autocares, y los sometía a un sistema de Homologación, con el consiguiente incremento de costes y tiempos para los desarrollos de los vehículos.

Desde la posición actual en la que se encuentran los principales carroceros españoles, puede concluirse que aquel reto fue satisfactoriamente afrontado y resuelto por el sector. Algunos se quedaron en el camino, pero más por problemas internos de gestión o por el aumento de la competencia y el exceso de capacidad de producción que pudo haber en alguna época.

Durante aquellos años se mejoraron los procesos de diseño y producción con el fin de conseguir una mayor estandarización del producto e incrementar productividad. Se dejaron de construir vehículos a medida para atender demandas específicas, no siempre justificadas por las exigencias del transporte. A su vez se aumentó la inversión en personal y medios técnicos que posibilitó la aplicación de nuevas tecnologías y métodos tanto en las oficinas técnicas como en fabricación optimizándose así los tiempos de I+D necesarios para el lanzamiento de nuevos vehículos [5].

Por otra parte y como en aquellos tiempos el sector carrocerero tenía poca salida en los mercados exteriores, la Reglamentación actuó como limitadora de las ventas de vehículos de segunda mano desde otros mercados, dando tiempo a la adaptación progresiva de los carroceros españoles al mercado internacional, sin producirse los graves desajustes sufridos en esta industria en otros países europeos.

Al ser España pionera en la Comunidad Europea en establecer la obligatoriedad del Reglamento 36, se consiguió con rapidez una amplia experiencia en la aplicación del Reglamento, lo que posibilitó que se detectaran las áreas de posible mejora del mismo.



2. ESTADO DEL ARTE

Esto llevó en 1988 a la administración española, a través del entonces Ministerio de Industria, Comercio y Turismo con la colaboración y apoyo de las Asociaciones de fabricantes y carroceros a proponer al grupo de trabajo de la comisión Económica para Europa una modificación en profundidad del Reglamento 36, que junto con las aportaciones del Reino Unido y de la República Federal Alemana, dieron lugar a la aprobación durante el año 1993 de la serie de Enmiendas 03 al Reglamento 36, que se aplica en la actualidad en su Suplemento 8. Al mismo tiempo, la receptividad del sector carrocerero ante las nuevas necesidades de seguridad que demanda el transporte de pasajeros, se ha ido incrementando durante todos estos años, siendo muy elevada en la actualidad [5].

En lo que se refiere a los vehículos de pequeña capacidad (menos de 22 pasajeros), España consideró insuficiente las exigencias contenidas en el Reglamento de Naciones Unidas nº 52, por entenderlo desfasado respecto a la Reglamentación de grandes autobuses. Para solucionar este vacío, presentó en el grupo de trabajo de Ginebra, un texto proponiendo una modificación en profundidad del mismo, documento que fue tomado como base en el grupo de trabajo y aprobado tras dos años de discusión y algunas enmiendas en el año 1991, comenzando entonces el proceso de adhesión a este Reglamento, y estableciéndolo como obligatorio, en España, para la matriculación de estos vehículos a partir de junio de 1998.

Asimismo, España presentó al grupo de trabajo de ginebra un texto completo para la elaboración de un nuevo Reglamento sobre las características de construcción de vehículos de dos pisos. Documento que se basó en el borrador realizado para una legislación nacional que nunca llegó a ver la luz, mejorado con las nuevas prescripciones existentes en las enmiendas de la reglamentación para vehículos de un solo piso (Reglamentos 36 y 52). Este documento, junto con el presentado por el Reino Unido fueron discutidos en el Grupo de Trabajo y aprobado el texto definitivo por Naciones Unidas en el año 1998, dando origen al Reglamento nº 107. La Administración Española estableció la obligatoriedad de este Reglamento para las matriculaciones de vehículos de dos pisos a partir de marzo de 2000, cerrándose con la aplicación de este Reglamento el conjunto de legislaciones básicas sobre seguridad en autobuses y autocares.

España a partir de los años 60 y principalmente en los 70 y 80 conoció un gran incremento en la construcción y mejora de carreteras. Este desarrollo de la estructura viaria junto con la bonanza económica permitió el aumento del número de vehículos, la velocidad media de estos en sus desplazamientos y como consecuencia, la movilidad de los españoles, pero estos beneficios trajeron consigo, entre otros, el incremento de accidentes por vuelco de autobuses y autocares, con un aumento considerable del número de víctimas, ante lo cual todos los sectores involucrados se unieron para conseguir el grado de seguridad del transporte que la sociedad les demandaba [5].

En 1993 se hace obligatorio en España el cumplimiento del Reglamento 66, que trata sobre la resistencia mecánica de la superestructura. Dicho reglamento establece que la superestructura del autocar tendrá la resistencia suficiente para asegurar que durante y después de un ensayo de vuelco, ninguna parte desplazada del vehículo invada el espacio de supervivencia y ninguna parte del espacio de supervivencia sobresalga de la estructura deformada.

En este vuelco tipo se considera únicamente la masa correspondiente al vehículo en vacío, algo normal al considerar que cuando se establecieron los requisitos técnicos del reglamento no existía ninguna unión entre los pasajeros y el vehículo. Esta implantación supone una notable reducción en el número de víctimas mortales por accidente de vuelco en autobuses, desde su implantación se comprueba que a medida que va aumentando el número de autobuses en circulación homologados por este Reglamento disminuye el número de víctimas en accidentes con vuelco de autobús.

2. ESTADO DEL ARTE

El ensayo que deben superar los autobuses para ser homologados según el Reglamento 66 consiste en la simulación de un accidente de un vehículo sin velocidad longitudinal, que vuelca lateralmente desde una altura de 80 cm sobre una superficie rígida de forma que la energía a absorber es la energía potencial generada entre la posición de inestabilidad y el final de la fase de compresión. (Figura 2.7).

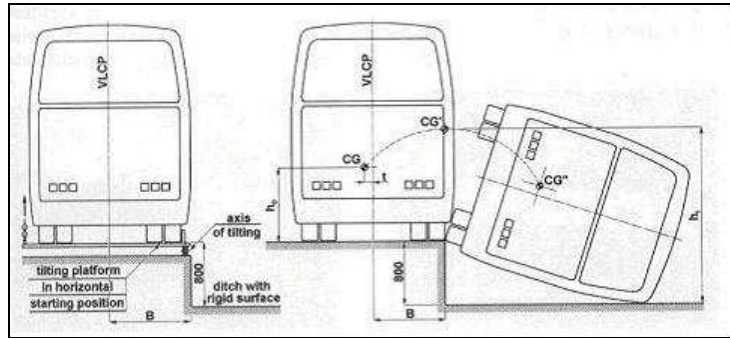


Figura 2.7 Prueba de homologación según Reglamento 66.

En lo que respecta a los estudios realizados por la Unión Europea cabe destacar el proyecto ECBOS [6] bajo el 5º Programa de diseño de chasis de la Unión Europea, cuyo objetivo era la Mejora de la Seguridad de los Ocupantes de Autobuses y Autocares. El proyecto estaba relacionado con la seguridad en autobuses y autocares en toda Europa, y tenía colaboradores de diferentes países como Austria, Alemania, Italia, Países Bajos, España y el Reino Unido. Coordinado por la Universidad Técnica de Graz, el proyecto determinó la seguridad de los ocupantes de autobuses y autocares utilizando métodos basados en el desarrollo numérico y en pruebas de componentes y de modelos a escala. Los objetivos del proyecto eran, entre otros, evaluar las situaciones de accidentes reales de autobuses con el fin de elaborar una base de datos de los mismos, determinar los mecanismos de lesión a través de pruebas de componentes, reconstrucción a escala y simulación numérica, desarrollar métodos numéricos, pruebas de componentes y a escala real, con procedimientos especiales para autobuses urbanos. Otro de los objetivos era proponer nuevas regulaciones y desarrollar un ejemplo numérico de mejora en el diseño de interiores.

El punto de comienzo del proyecto era reunir datos acerca de lo que sucedía en realidad, esto incluía el análisis de los tipos y circunstancias de los accidentes en los que habían intervenido autobuses y autocares, y la investigación de las causas de lesiones y muerte de los ocupantes de los vehículos. Se llevó a cabo un profundo análisis de una especial selección de accidentes de particular interés, tomando datos nacionales de los seis países colaboradores en este proyecto.



Figura 2.8 Ensayo de vuelco según Regl. 66



Figura 2.9. Autocar accidentado con vuelco



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

Los resultados obtenidos en el proyecto ECBOS sirvieron para mostrar que la seguridad de los pasajeros necesitaba perfeccionarse. La presencia de pasajeros a bordo debía tenerse en cuenta en el Reglamento 66. Además según un estudio realizado por Belingardi [7] es necesario describir de forma precisa el comportamiento estructural de los asientos durante el vuelco y una correcta descripción de la deformación de los mismos con el fin de evaluar adecuadamente el movimiento del pasajero dentro del vehículo. Una correcta evaluación del movimiento del pasajero es necesaria para evaluar fielmente las cargas y el riesgo de lesión para los pasajeros.

Las simulaciones realizadas en este estudio mostraron que el incremento de masa en el vehículo causaba mayores deformaciones en caso de vuelco. Por lo tanto, una estructura que cumple con la reglamentación ECE 66, posiblemente no lograría pasar la misma prueba si la presencia de los pasajeros se tuviera en cuenta. Los resultados obtenidos en el citado estudio hacen patente la necesidad de construir estructuras más robustas para que puedan cumplir con el requerimiento de no intrusión en el espacio de supervivencia que define la regulación. Los cálculos mostraron cómo una estructura más rígida puede causar mayores niveles de lesiones en los pasajeros si se adoptan sistemas de retención inadecuados o si por el contrario se carece de ellos.

Debido a esto las nuevas regulaciones en cuanto a seguridad en autobuses deben incluir la adopción de sistemas de retención a bordo (ver figura 2.10) a la hora de obtener la homologación, de forma que en los tests se tenga en cuenta la más adicional de los pasajeros. Los resultados de este estudio abogan por la necesidad de actualizar los niveles de seguridad de autocares y autobuses a los que se obtienen en el campo de los automóviles. Por lo tanto, ya sea para autocares o autobuses, deberían realizarse tests dinámicos con dummies a bordo con el fin de evaluar el nivel de seguridad de los vehículos. Sería conveniente restringir las cargas y aceleraciones que sufren los ocupantes y no sólo limitar las deformaciones de la estructura para poder obtener la homologación de un vehículo.



Figura 2.10. Cinturón de seguridad en autobús

Se han llevado a cabo bastantes estudios en los que se tienen en cuenta los ocupantes de los autobuses, y se estudian los efectos que un accidente tendría sobre ellos, con el fin de diseñar sistemas de retención que sean eficaces a la hora de reducir las lesiones ocasionadas en accidentes. Elaborar un sistema de retención eficaz para este tipo de vehículos no es fácil, dadas las características de estos vehículos.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

Cuando se produce un accidente de autobús la mayoría de las lesiones graves y de las muertes son debidas a la no utilización de ningún sistema de retención. La no utilización de cinturones de seguridad provoca que en caso de accidente los pasajeros impacten contra partes rígidas de la superestructura del autobús e incluso salgan eyectados de sus asientos. La eyección fue la causante del 86% de las muertes y de aproximadamente el 18% de las lesiones graves producidas en accidentes de autobús. El problema de instalar sistemas de retención en autobuses es que no se pueden anclar a la superestructura del autobús, como sucede en el caso de los automóviles, sino que deben ir anclado al propio asiento. Por este motivo el diseño de los anclajes de los asientos al suelo del autobús debe ser más completo de lo que era anteriormente, dado que al incluir el cinturón de seguridad estos anclajes tienen que soportar grandes esfuerzos [1].



Figura 2.11. Accidente de autobús en Jaén

Los asientos presentes en la mayoría de los minibuses, autobuses y autocares no aguantarían los esfuerzos producidos en un accidente, por lo que el diseño y la optimización de los sistemas de retención y el de asientos más seguros para soportarlos deben ir de la mano.

Existen diferentes estudios realizados acerca de la seguridad de los asientos y de los sistemas de retención en los que se realizaron pruebas con dummies para determinar la resistencia de los asientos y sus anclajes frente a un impacto de un autobús. A su vez se desarrollaron modelos de asiento tratando de mejorar su seguridad. Las modificaciones realizadas en los asientos consistían en métodos de producir una absorción controlada de energía a través de la flexión del respaldo y de controlar la penetración de las rodillas de los pasajeros posteriores en el mismo (figura 2.12); en las figuras 2.13 y 2.14 se puede comprobar la variación producida en cuanto a la absorción de energía por parte del respaldo antes y después de realizar las modificaciones. Además los resultados obtenidos mostraron el fallo de la mayoría de los anclajes de los asientos sin modificar, debido a un mal diseño de los mismos, tal y como se puede observar en las figuras 2.15, 2.16, 2.17 y 2.18.



Figura 2.12. Estado del asiento modificado para el ensayo después del choque.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE



Fig. 2.13. Asiento original, no absorbe energía por flexión.



Fig. 2.14 Mejora de la absorción de energía por el respaldo del asiento modificado.



Fig. 2.15. Fallo en los anclajes después del impacto.



Fig. 2.16 Efecto de anclajes demasiado rígidos provocan la eyección del asiento.



Fig. 2.17. Estado de los asientos después del ensayo.



Fig. 2.18 . Fallo de los anclajes de los asientos delanteros.

El diseño de los anclajes que soporten y absorban en gran medida los esfuerzos producidos en un accidente es un tema de gran actualidad y en el que muchos investigadores centran sus trabajos.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. ESTADO DEL ARTE

En el año 2005 el Parlamento europeo aprobó una serie de directivas (2005/39/CE, 2005/40/CE y 2005/41/CE) por las cuales se establece como obligatorio la instalación de cinturones de seguridad en todo tipo de vehículos. Las disposiciones de las tres Directivas se aplican, a partir del 20 de octubre de 2006, a los nuevos tipos de vehículos, y se ampliará, a partir del 20 de octubre de 2007, a los tipos de vehículos que se encuentran ya en fabricación.

El cinturón de seguridad es un elemento de seguridad pasivo, en cuanto que no evita el accidente, sino que trata de reducir las lesiones que se pueden producir como consecuencia del mismo. A su vez la superestructura que forma el autobús es otro elemento de seguridad pasiva; la superestructura de un autobús juega un papel principal, ya que un mal diseño de la misma puede provocar que el autobús no posea la rigidez necesaria.



Figura 2.19 Ensayo de vuelco en Autobús

La rigidez de una estructura también es indispensable a la hora de determinar el nivel de confort que proporcione a los pasajeros. Por este motivo es necesario establecer un equilibrio entre la rigidez de la estructura y los modos propios de vibración de la misma, evitando que las frecuencias alcanzadas en los modos propios de vibración provoquen malestar en los pasajeros. Determinadas frecuencias de vibración pueden provocar mareos y vómitos en los pasajeros de un vehículo.

El vuelco de un autobús es producto de una compleja interacción de un gran conjunto de factores, como la geometría del vehículo, las características inerciales y de la suspensión, posición y magnitud de las fuerzas laterales de impacto, la aceleración lateral resultante y el efecto combinado de la aceleración lateral y del frenado. Aun así los parámetros geométricos del vehículo son las características que más influencia tienen en un accidente con vuelco.

El desarrollo de todos estos proyectos y estudios tiene como fin la implantación de nuevas normativas sobre diseño y fabricación que aseguren elevados niveles de seguridad y confort a los pasajeros que utilizan el autobús como medio de transporte.

La rigidez es un concepto muy importante en el diseño de estructuras de todo tipo de vehículos, ya que afecta directamente al comportamiento estático y dinámico del vehículo. En el caso de los autobuses la rigidez torsional de la superestructura desempeña un papel relevante, ya que una estructura con una adecuada rigidez torsional ayuda a prevenir el vuelco del vehículo y mejora sus cualidades dinámicas en la conducción del mismo, de ahí que este concepto sea una parte importante en el diseño de cualquier estructura presente en vehículos.



2. ESTADO DEL ARTE

2.5 COMPORTAMIENTO FRENTE AL VUELCO EN VEHÍCULOS PESADOS

El vuelco en vehículos pesados es un problema de seguridad vial importante actualmente. Diversos estudios han confirmado que el vuelco está presente en un porcentaje importante de los accidentes en vehículos pesados [8].

En 1996 y 1997 la Autoridad Americana encargada de la seguridad vial en su país documentó cerca de 15000 accidentes con vuelco anuales. En 1993, 545 vehículos pesados estuvieron implicados en accidentes por vuelco en el Reino Unido.

En un estudio llevado a cabo en Holanda concluyeron que en la mayoría de accidentes por vuelco en este país estaban involucrados vehículos pesados articulados, y mayoritariamente en autopistas. Estos accidentes se atribuían a tres causas: cambio repentino de dirección, normalmente asociado con frenado, excesiva velocidad en curva, y movimiento de la carga.

Según un estudio realizado por Chris Winkler [9, 10], en Estados Unidos entre 1992 y 1996, el vuelco fue la causa del 12 % de accidentes en camiones y autobuses, y el 58 % de accidentes con muerte del conductor. Estudios realizados en Canadá revelan que el vuelco aparece en el 40% de los accidentes de camiones cisterna y en el 45% de accidentes en transporte de mercancías peligrosas.

Harris [11] estimó que el coste medio de un accidente por vuelco en el Reino Unido estaba alrededor de 95.000-125.000€, incluyendo costes de recuperación y reparación del vehículo, pérdida de carga, y reparación de la carretera. Además, otros 5 millones de euros se destinan a servicios de emergencia, hospitales, seguros, etc. Una estimación aproximada confirma que los accidentes por vuelco en el Reino Unido conllevan un coste de 50-80 millones de € anuales, sin incluir en costes procedentes por demoras en el tráfico.

Un estudio sobre seguridad en vehículos pesados llevado a cabo por Von Glasner [12] consideró que mientras una serie de accidentes en vehículos pesados habrían podido ser evitados habiendo tenido algún sistema de alarma y un conductor experimentado, había un número de accidentes que no se podían evitar si no es con avanzados sistemas de seguridad activa.

En estudios llevados a cabo por Chris Winkler [9,11] se dedujo que era muy difícil para los conductores de vehículos pesados percibir su proximidad al vuelco, sobre todo en el caso de los vehículos articulados. El conductor acelera, frena y gira en respuesta casi exclusivamente a al comportamiento de la cabeza tractora, ya que le es muy complicado percibir el comportamiento de la cabeza y del remolque. La naturaleza de chasis flexible de las cabezas tractoras tiende a aislar al conductor de los movimientos de balanceo de la cabeza y del remolque del vehículo, restándole al conductor capacidad de percibir dichos balanceos. Chris Winkler investigó las estadísticas de accidentes en Estados Unidos [9,8,14] y encontraron una importante relación entre la estabilidad frente al balanceo y la frecuencia media de accidentes por vuelco. El estudio concluyó que con un aumento del umbral de vuelco estático de 0,1 g en el rango de 0,4-0,7 g se produciría una reducción del 50 % de la frecuencia de accidentes.

La frecuencia media de accidentes por vuelco fue de 0,16 accidentes por millón de kilómetros recorridos por camiones con umbral de vuelco de 0,5 g, pero de 0,07 accidentes por millón de kilómetros recorridos por camiones con umbral de vuelco de 0,6 g. El estudio también estableció una relación entre estabilidad frente a balanceo estático y la probabilidad de vuelco en accidente.

2. ESTADO DEL ARTE

Los accidentes por vuelco explican casi el 50% de los accidentes en los que el trailer no hace tijera, con un umbral estático de vuelco de 0,4 g, pero menos de un 15 % para los que tienen umbral de 0,6 g. Estas estadísticas indican que los conductores no conducen más cuidadosamente los vehículos con menor umbral, y no conducen vehículos más estables de manera menos cuidadosa. Esto se debe a que los conductores son incapaces de valorar de manera precisa la estabilidad frente al vuelco mientras están conduciendo.

Queda claro que un pequeño aumento en la estabilidad frente a balanceo puede causar una importante reducción en la frecuencia de accidentes por vuelco. Esto es de gran importancia de cara a seguir investigando en la mejora de la estabilidad frente al vuelco en vehículos pesados, con el objetivo de mejorar la seguridad y reducir los costes inducidos por los accidentes, etc.

Los accidentes de autobuses por vuelco son de especial preocupación para los fabricantes del sector. Este tipo de accidentes son especialmente violentos y causan mayores daños y pérdidas que otros accidentes.

El bajo nivel de estabilidad frente al vuelco de camiones y autocares les aleja bastante de los vehículos más ligeros, y contribuye a un mayor porcentaje de accidentes en los cuales se produce el vuelco de vehículo. Una medida básica para el estudio de la estabilidad frente al vuelco de un vehículo es el Umbral de Vuelco, que viene expresado como Aceleración Lateral, en unidades gravitatorias. Cuando la aceleración lateral del vehículo alcanza este umbral, en ese momento las ruedas de un lado pierden contacto con el suelo. En la figura 2.20 se puede ver una tabla con los umbrales de vuelco en diferentes tipos de vehículos [14].

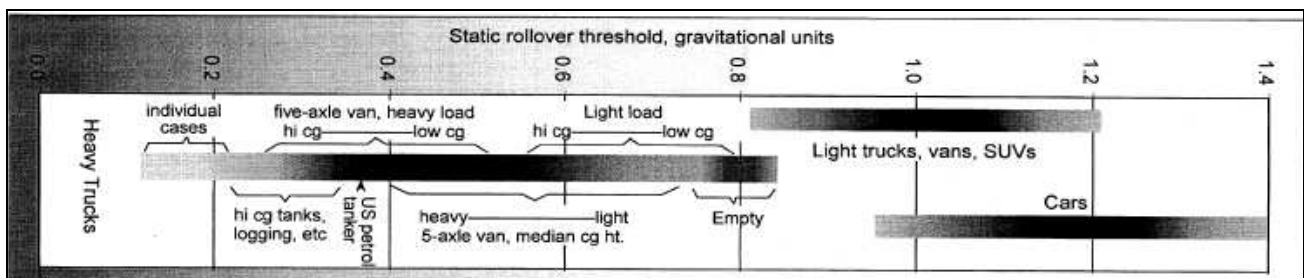


Figura 2.20 Umbral de vuelco (g) en diferentes tipos de vehículos.

En turismos, este umbral suele ser mayor de 1g, y puede alcanzar valores de hasta 1,4g. En pequeños camiones, microbuses y furgonetas el umbral se sitúa entre 0,8g y 1,2g. En vehículos pesados tales como camiones y autocares, este umbral es bastante menor, siendo 0,5g un valor medio para un camión pesado o un autocar hasta el peor de los casos, en 0,2g, vehículos especiales, con pesos elevados y casos particulares.

Los conductores pueden conducir regularmente vehículos bastante por encima de 0.2g. Las pautas del AASHTO (Asociación Americana de Oficiales de Autopista Estatal y Transporte) para el diseño de curvas en autopistas llevan a unas aceleraciones laterales de hasta 0,17g a velocidades legales. Sin embargo, un ligero exceso de velocidad puede llevar a la aceleración lateral a alcanzar valores de 0,25g en un uso diario.

Por otro lado, las propiedades de fricción de los neumáticos limitan la aceleración lateral en un asfalto liso normal a un máximo de 1g. Con estas observaciones, se llega a la conclusión de que el umbral de vuelco en vehículos ligeros se sitúa por encima o en el límite de la capacidad de maniobra del vehículo.

2. ESTADO DEL ARTE

Sin embargo, es bastante difícil para los conductores de vehículos pesados percibir cuándo están a punto de volcar cuando están conduciendo. Además el umbral de vuelco del vehículo varía según la carga que lleve, por lo que para el conductor no es fácil controlar ese umbral.

En resumen, los vehículos pesados, ya sean camiones o autobuses, están expuestos a una serie de accidentes por vuelco de los cuales suelen estar exentos los vehículos ligeros. Dichos accidentes se deben a una conducción del vehículo desconociendo que se está sobrepasando el umbral de vuelco. El vuelco en accidentes de vehículos pesados está muy relacionado con la estabilidad al balanceo del vehículo. Está comprobado que cuanto más estable es un vehículo frente a balanceo, menor es la probabilidad de sufrir un accidente por vuelco.

En la figura 2.21 se puede ver dicha relación, no lineal, extraída de un estudio realizado entre 1987 y 1991 en camiones de 5 ejes. A menor umbral de vuelco, mayor probabilidad de que el accidente que sufra el vehículo sea por vuelco [14].

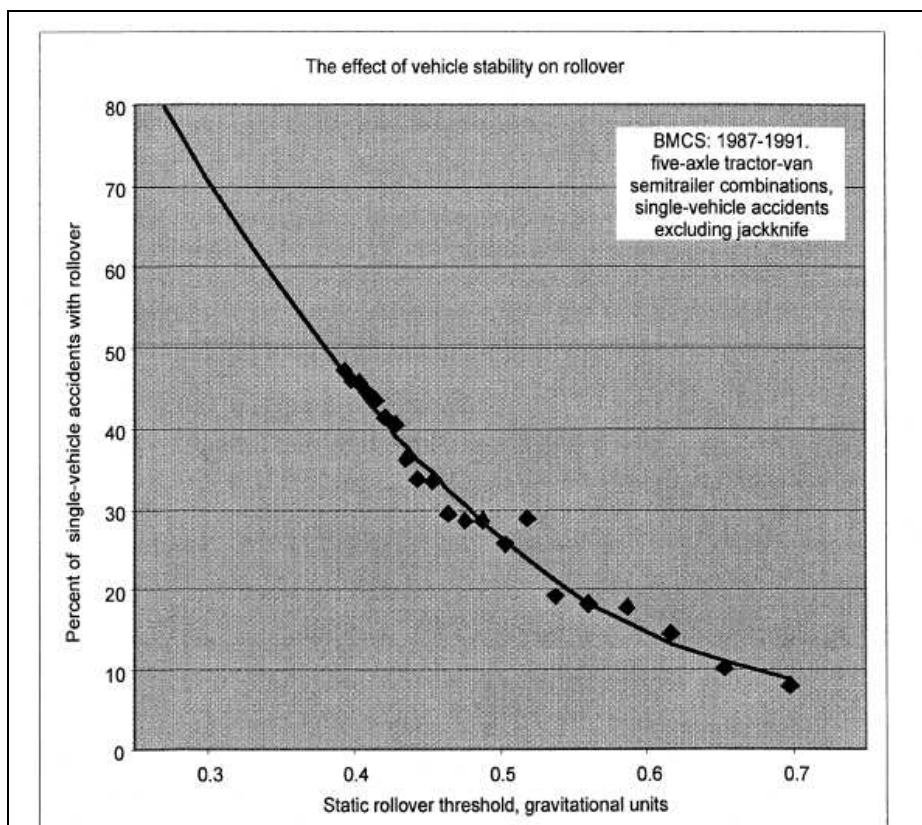


Figura 2.21 La posibilidad de volcar en un vehículo está influenciado por la estabilidad frente a balanceo del vehículo.

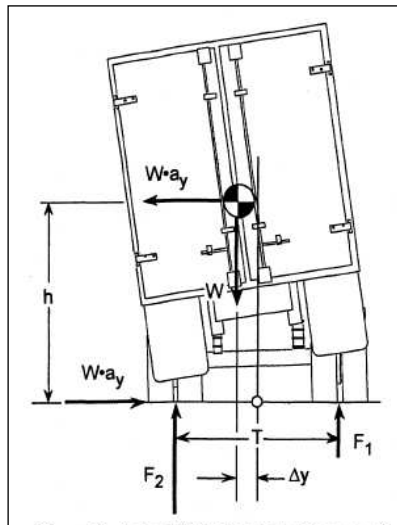
2.5.1 Mecánica de la estabilidad frente al vuelco.

2.5.1.1 Introducción y modelo de balanceo

Aún cuando el vuelco es un fenómeno dinámico, los análisis de datos de accidentes muestran que hay una relación importante entre la estabilidad frente al balanceo estático en vehículos pesados y el vuelco de éstos en accidentes. Se procederá a explicar brevemente la relación entre ambos conceptos [14].

2. ESTADO DEL ARTE

En la figura 2.22 se representa un modelo simplificado de vehículo pesado en un giro estable en el que el vehículo, sus neumáticos y suspensiones se llevan a un plano de balanceo. La nomenclatura se muestra en la figura 2.22.



a_y : Aceleración lateral
 F_i : Carga lateral en neumáticos
 h : Altura del centro de gravedad
 T : Anchura de vía
 W : Peso del vehículo
 Δy : Desplazamiento lateral del centro de gravedad
 Φ : Ángulo de balanceo del vehículo

Figura 2.22. Movimiento de balanceo en vehículo pesado.

La ecuación para el momento de balanceo respecto a un punto del firme en el centro de la trazada es la siguiente:

$$W \cdot h \cdot a_y = (F_2 - F_1) \cdot \frac{T}{2} - W \cdot \Delta y \quad [2.1]$$

Existen dos momentos desestabilizadores actuando sobre el vehículo:

- Momento debido a la fuerza lateral de D'Alembert actuando sobre el centro de gravedad $(W \cdot h \cdot a_y)$, como resultado de la imposición externa de aceleración lateral.
- Momento debido al peso del vehículo actuando en una posición desplazada lateralmente respecto al centro del eje. $(W \cdot \Delta y)$.

Estos dos momentos desestabilizadores están contrarrestados por un momento estabilizador, el debido a la transferencia de carga vertical en los neumáticos $((F_2 - F_1) \cdot \frac{T}{2})$. Su valor máximo es de $(W \cdot \frac{T}{2})$, y esto ocurre cuando toda la carga se transfiere a un lado del vehículo.

En la figura 2.23 se representa un ejemplo de cómo una serie de propiedades del vehículo contribuyen a reducir el umbral de vuelco del vehículo. Se trata de un vehículo pesado con baja estabilidad, y partiendo de un umbral de 0,45g tomando al vehículo como cuerpo rígido.

El movimiento de balanceo permitido por los neumáticos y las suspensiones hace que ese umbral se reduzca a 0,36g. Este umbral se reduce aún más si se tienen en cuenta otros sistemas del vehículo, tales como la quinta rueda, holguras en diversos sistemas, distribución incorrecta de la carga, capacidad de torsión del chasis, etc.

2. ESTADO DEL ARTE

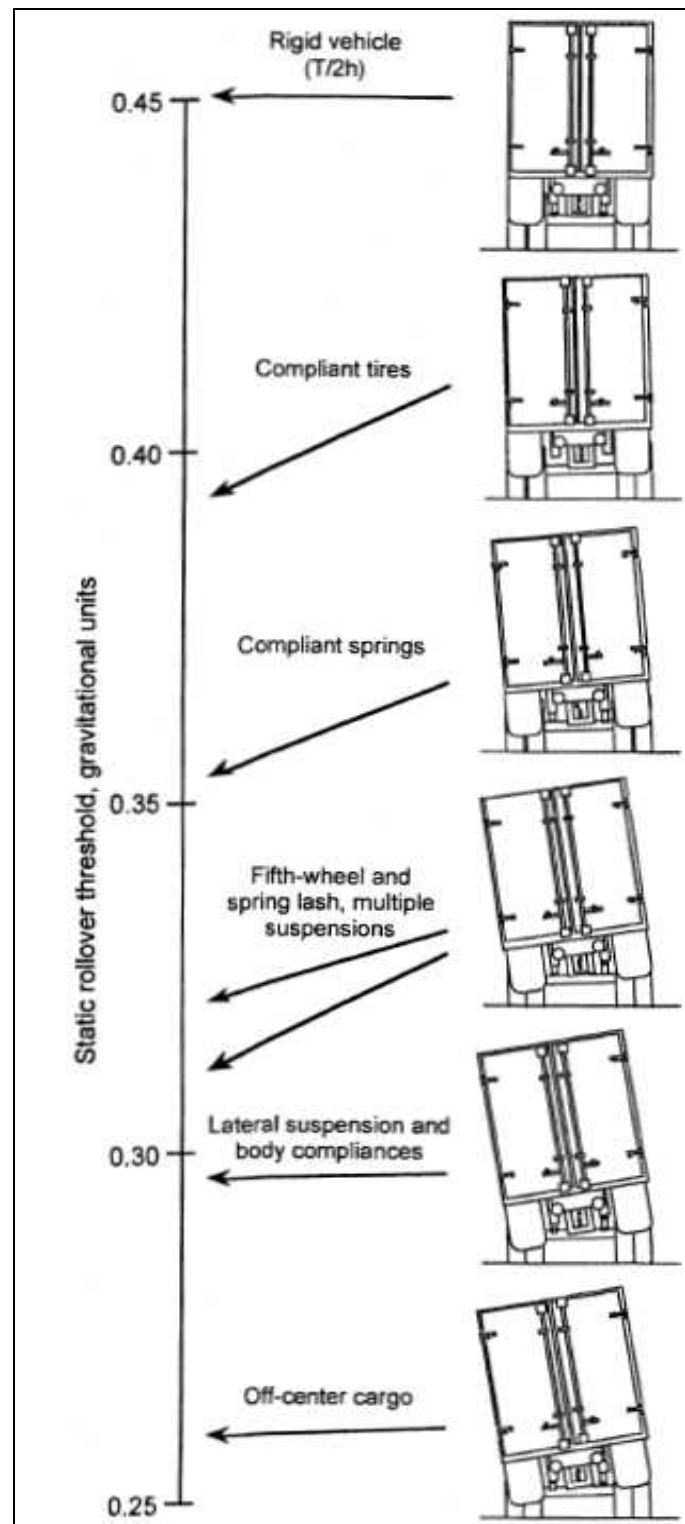


Figura 2.23. Influencia de componentes del vehículo en el umbral de vuelco del vehículo.

En resumen, la estabilidad frente al vuelco en un vehículo se establece sumando los efectos de diversos mecanismos que componen el vehículo. Por muy pequeño que pueda ser el efecto de cada uno por separado, el conjunto de ellos cobra gran importancia en la estabilidad del vehículo, llegando a reducir su estabilidad al 60% del umbral de vuelco como vehículo rígido. A continuación se hace un estudio de la influencia de cada sistema en la estabilidad del vehículo [9].

2. ESTADO DEL ARTE

2.5.1.2 Vuelco en vehículo rígido

Se toma como punto de partida un vehículo totalmente rígido. En la figura 2.24 se representa la ecuación 2.1, con los momentos externos a la izquierda y los momentos de reacción internos del vehículo a la derecha, de la misma manera que se presenta en la ecuación 2.1. A la izquierda se representa el momento de balanceo (eje Y) frente a aceleración lateral (eje X). A la derecha se representa el momento de balanceo (eje Y) frente al ángulo de balanceo (eje X) [9].

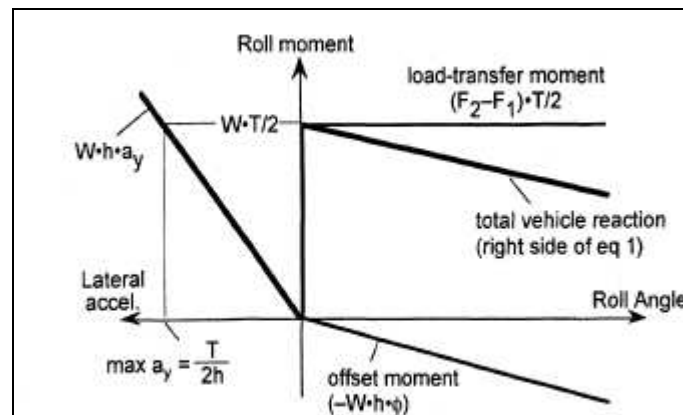


Figura 2.24 Representación gráfica de la ecuación de equilibrio de balanceo para un vehículo rígido.

Al ser un vehículo rígido, cualquier mínimo balanceo del vehículo se convierte inmediatamente en una transferencia total de carga vertical a los neumáticos de uno de los lados del vehículo, quedando los neumáticos del otro lado en el aire. Esto se refleja en la gráfica con la línea horizontal de momento de transferencia de carga con valor $W \cdot T/2$ para cualquier ángulo de balanceo. Sin embargo, el momento ($W \cdot h \cdot \Phi$) crece proporcionalmente con el ángulo de balanceo al aumentar el desplazamiento lateral del centro de gravedad. La suma de estos dos momentos en la parte derecha de la gráfica constituye la reacción total del vehículo. La gráfica muestra que el valor máximo de esta reacción se da cuando el ángulo de balanceo es 0. La pendiente negativa de dicha gráfica indica que el vehículo se vuelve inestable en cuanto los neumáticos se despegan del suelo.

Proyectando el valor máximo de la gráfica de la derecha a la gráfica de la izquierda, se puede ver que el valor de aceleración lateral máximo, expresada en g's, que puede ser soportada por este vehículo rígido en condiciones de equilibrio, es $T/2h$. Este valor es conocido como el factor de estabilidad de vehículo rígido, y es la propiedad más fundamental del vehículo que influencia su estabilidad frente al balanceo.

2.5.1.3 Los neumáticos

Ahora se tendrá en cuenta las propiedades de los neumáticos y su funcionamiento representándolos como muelles lineales verticales. Cuando el vehículo balancea, los muelles de los neumáticos de uno de los lados se comprimen, incrementando su carga mientras que los del otro lado se liberan, reduciendo su carga. A su vez el centro de gravedad del vehículo se desplaza lateralmente $h \cdot \Phi$.

La transferencia de carga máxima y su momento correspondiente se alcanzan cuando el ángulo de balanceo alcanza el "ángulo de despegue" del neumático (Φ_L). El valor máximo del momento de reacción total del vehículo se alcanza justo cuando las ruedas se despegan del suelo en cuanto el ángulo de balanceo alcanza el valor de Φ_L [14].

2. ESTADO DEL ARTE

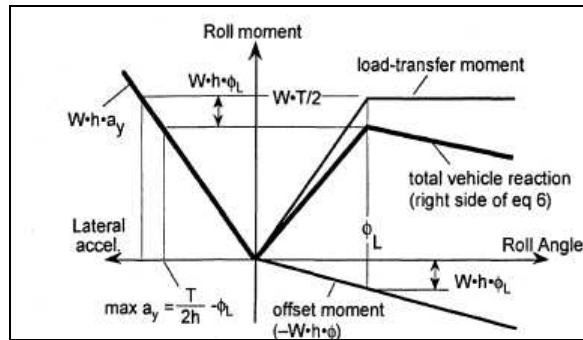


Figura 2.25. Representación gráfica de la ecuación de equilibrio de balanceo para un vehículo con neumáticos cuasi-reales.

Dicho valor máximo es menor que el alcanzado en el caso de vehículo rígido. A ángulos de balanceo mayores de Φ_L el momento desplazado $-(W \cdot h \cdot \phi)$ continúa decreciendo pero el momento de transferencia de carga se satura. En la figura 2.31 se puede ver la gráfica resultante de la suma de ambos momentos ("Total vehicle reaction") la cual es de pendiente negativa, indicando de nuevo que el sistema es inestable en esas condiciones.

En la figura 2.26 se puede ver que si se baja el centro de gravedad del vehículo (gráfica de la izquierda) se mejora su estabilidad al reducir los valores de los dos momentos desestabilizadores $(W \cdot h \cdot a_y)$ y $(W \cdot \Delta y)$. A su vez, si se aumenta la anchura de ejes del vehículo (gráfica de la derecha) se mejora su estabilidad al aumentar el momento estabilizador $((F_2 - F_1) \cdot T/2)$.

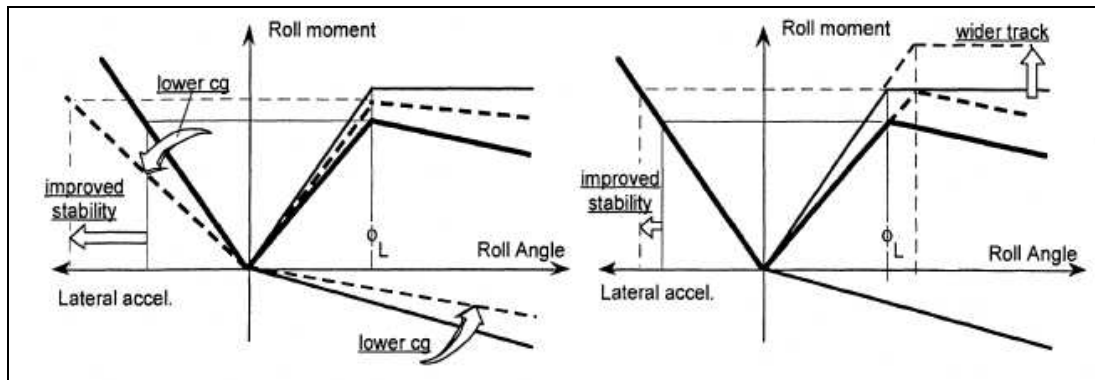


Figura 2.26 Influencia de la altura del centro de gravedad y de la anchura de ejes en la estabilidad del vehículo.

2.5.1.4 Las suspensiones

El efecto de la elasticidad frente al balanceo de las suspensiones es muy similar al de los neumáticos. La diferencia más notable es que el movimiento de balanceo tiene lugar sobre un centro de balanceo ubicado por encima del suelo. En la figura 2.27 se puede ver que la altura de dicho centro de balanceo depende de dos factores: Para una condición de ángulo de balanceo ya dado, el desplazamiento lateral del centro de gravedad es menor si el centro de balanceo de la suspensión es más alto. En segundo lugar, para una altura de centro de gravedad dado, el momento de balanceo que actúa sobre la suspensión debido a la fuerza de D'alambert es menor si el centro de balanceo de la suspensión está más alto. Esta característica reduce el ángulo de balanceo del vehículo y el consiguiente desplazamiento lateral del centro de gravedad del vehículo [14].

2. ESTADO DEL ARTE

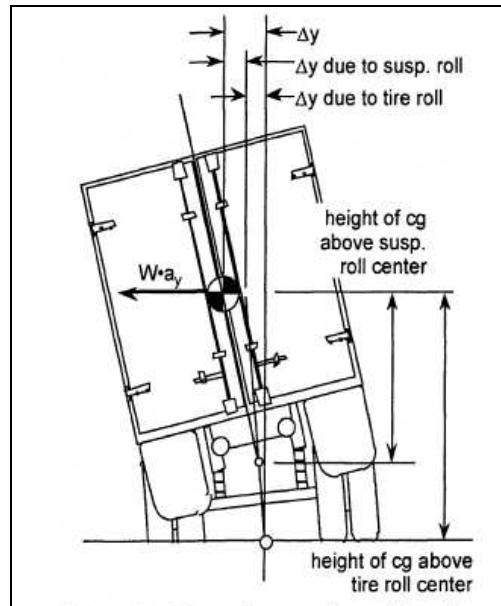


Figura 2.27 El movimiento de balanceo de los neumáticos y de las suspensiones tienen diferentes centros de balanceo.

En la figura 2.28 se puede ver cómo la estabilidad del vehículo mejora incrementando la rigidez de los neumáticos y de las suspensiones y aumentando la altura del centro de balanceo de la suspensión. Aumentando la rigidez frente al balanceo se aumenta la transferencia de carga de lado a lado a un menor ángulo de balanceo. Consecuentemente, en el punto en que la rueda se despega del suelo, el momento desestabilizador del desplazamiento lateral del centro de gravedad es menor. Esto trae como consecuencia una mejor estabilidad frente al balanceo.

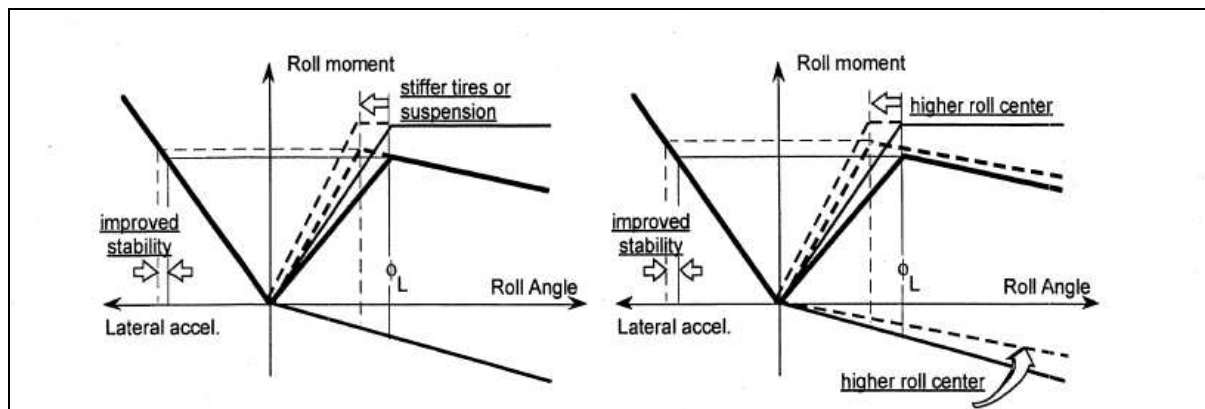


Figura 2.28 Mejora en la estabilidad frente al balanceo.

En la gráfica de la derecha se puede observar que elevando el centro de balanceo se consiguen dos efectos. Por un lado, la translación lateral del centro de gravedad por unidad de balanceo es menor. Esto se produce debido al menor momento desplazado ($-W \cdot h \cdot \phi$). El otro efecto que se consigue al elevar el centro de balanceo es el aumento de la rigidez del sistema (momento de transferencia de carga por unidad de balanceo). Ambos efectos son el resultado de reducir el momento respecto al centro de balanceo de la suspensión acortando la distancia entre dicho centro y la línea de acción de la fuerza lateral sobre el centro de gravedad.

2. ESTADO DEL ARTE

2.5.1.5 Holgura en suspensiones y en el acoplamiento de la quinta rueda

Muchas suspensiones de ballesta permiten un ligero juego u holgura entre la ballesta y el chasis. La ballesta debe pasar por esa holgura cuando pasa de estar en compresión a tracción. Del mismo modo, los acoplamientos de la quinta rueda suelen permitir cierto juego vertical entre el pivote y la placa del acoplamiento. Como se puede ver en la figura 2.35 ambos elementos pueden aparecer como juego libre en el movimiento de balanceo del vehículo, especialmente para vehículos con centros de gravedad elevados. [14].

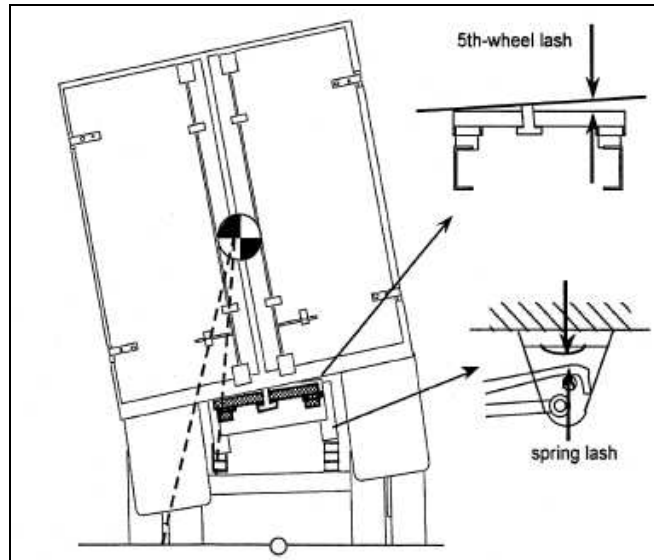


Figura 2.29 Con un centro de gravedad elevado, la masa suspendida tiende a balancear la suspensión y la quinta rueda antes que el vehículo.

En la figura 2.30 se puede ver la influencia del juego libre en la estabilidad frente a balanceo del vehículo. A medida que se pasa por la región de holgura, el movimiento de balanceo libre del vehículo resulta en un aumento en el desplazamiento lateral del centro de gravedad y el consiguiente momento desplazado, pero sin aumento del momento de transferencia. Por lo tanto, la estabilidad frente a balanceo disminuye. A su vez, cuando se atraviesa la zona de holgura, el vehículo es inestable en balanceo, como indica la pendiente negativa del momento total. Después de la zona de holgura, existe en teoría una pequeña zona en la cual el vehículo es estable de nuevo. Pero en realidad, el momento total terminará llevando al vehículo al vuelco.

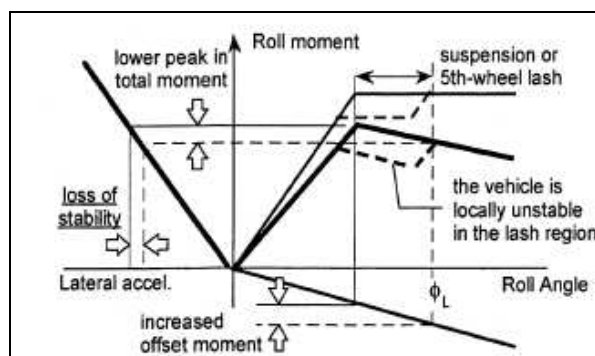


Figura 2.30 Las holguras en suspensiones y en la quinta rueda provocan un aumento en el ángulo de balanceo requerido para una transferencia total de carga.

2. ESTADO DEL ARTE

2.5.1.6 Influencia de otros mecanismos en la estabilidad frente al balanceo estático

La mayor parte del desplazamiento lateral del centro de gravedad se debe al balanceo provocado por los neumáticos y las suspensiones. Sin embargo, hay muchos otros factores inherentes al propio vehículo que tienen influencia en el desplazamiento de dicho centro de gravedad, tales como movimientos laterales de la suspensión, deformaciones en el propio chasis del vehículo, mala distribución de la carga, etc. En la figura 2.31 se puede ver una representación de dichos factores.

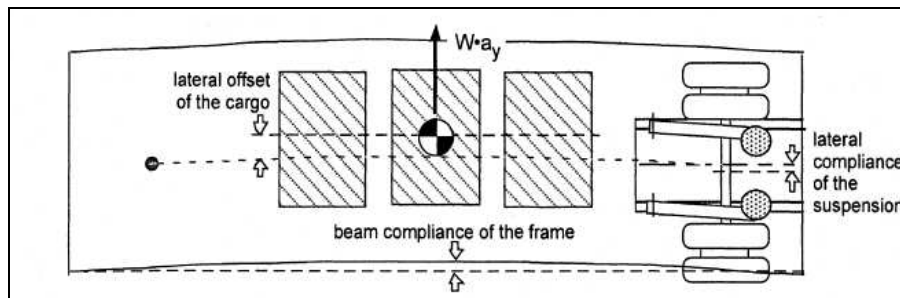


Figura 2.31. Influencia de otros mecanismos en el desplazamiento lateral del centro de gravedad del vehículo

Para estudiar la importancia de estos desplazamientos laterales hay que compararlos con $T/2$, la mitad de la distancia entre ejes. El desplazamiento lateral del centro de gravedad es, en efecto, una reducción de $T/2$. En un vehículo cuyo $T/2$ sea 100 cm, un desplazamiento lateral de 1 cm resultará en una pérdida de estabilidad equivalente al 1% de la estabilidad de cuerpo rígido original del vehículo. El desplazamiento lateral debido a la suspensión puede ser del orden de 2 cm, y la deformación del chasis puede llevar a desplazar el centro de gravedad más de 3 cm. La contribución de todos estos elementos por separado no es relevante, pero la suma de todos ellos provoca un desplazamiento lateral del centro de gravedad importante.

La estabilidad frente a balanceo en vehículos pesados viene dada por el sumatorio de $T/2H$ y una serie de pequeñas contribuciones por diversas características del vehículo, como las mencionadas en los apartados 2.5.1.3 al 2.5.1.5. Todas ellas contribuyen a reducir la estabilidad del vehículo.

En el caso de los trailers con remolque de plataforma, la torsión del chasis se estudia por separado. Dicha torsión es de gran importancia para el estudio de la estabilidad frente a balanceo del vehículo. En la figura 2.32 se puede ver un ejemplo de un ensayo con un camión en el que el remolque del camión torsiona de manera espectacular y cuasi-independientemente de la cabeza tractora [14].



Figura 2.32 La plataforma del camión torsiona independientemente de la cabeza tractora



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

2. ESTADO DEL ARTE

Como se puede ver en la figura 2.32 la parte delantera y trasera del chasis del remolque se comportan de manera independiente una de otra, produciéndose una torsión importante del chasis. La parte delantera del camión se beneficia del bajo centro de gravedad de la cabeza tractora y apenas balancea, al contrario que la trasera, que tiene una menor estabilidad frente al balanceo.

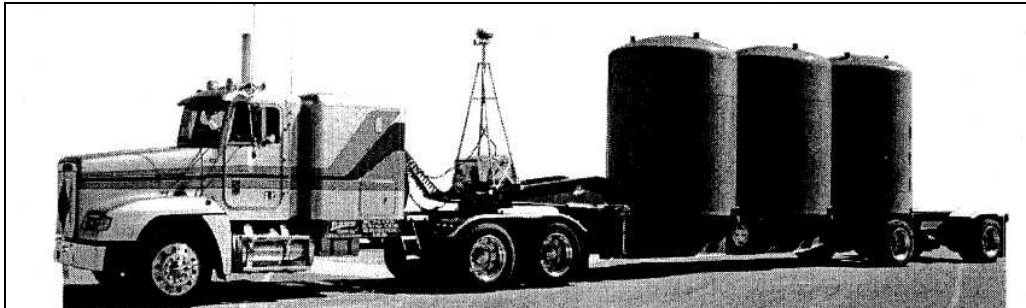


Figura 2.33 Vehículo pesado con baja estabilidad frente a balanceo debido a la facilidad de balanceo del chasis

En la figura 2.33 se ve el ejemplo de otro camión que sufrirá el mismo problema que el anterior vehículo: baja resistencia frente al balanceo por torsión del chasis. La localización central de la carga y el hecho de que su centro de gravedad se encuentre por encima del eje neutro del chasis provocará que se produzca un desplazamiento lateral importante del centro de gravedad del vehículo.

Medida del umbral de vuelco con el experimento de plataforma inclinada

El ensayo de plataforma inclinada es una simulación de un vuelco plano en un giro estable. El método proporciona una manera efectiva de determinar el umbral de vuelco de un vehículo pesado y examinar el mecanismo por el cuál se determina este límite [14].

En este ensayo, se posiciona el vehículo en una plataforma que va inclinándose poco a poco. Como se puede ver en la figura 2.34, el componente de las fuerzas gravitatorias paralelas a la plataforma proporciona una simulación de las fuerzas centrífugas experimentadas por el vehículo en maniobras de giro. La aplicación progresiva de estas fuerzas inclinando lentamente la plataforma sirve para simular los efectos de una aceleración lateral creciente cuasiestáticamente en maniobras de giro estable. La inclinación de la plataforma continúa hasta que el vehículo alcanza el punto de inestabilidad frente al balanceo y el consiguiente vuelco. El vehículo se protege con sujeciones para evitarle daños cuando alcance ese punto.

Cuando la plataforma se inclina, la componente de las fuerzas gravitacionales paralela a la superficie de la plataforma, $W \cdot \sin(\phi_T)$, simula las fuerzas laterales, y el peso del propio vehículo se simula con la componente perpendicular a la superficie de la plataforma $W \cdot \cos(\phi_T)$. W es el peso del vehículo y ϕ_T es el ángulo de inclinación de la plataforma. Por lo tanto, las fuerzas que actúan durante el test están escaladas con factor $\cos(\phi_T)$.

2. ESTADO DEL ARTE

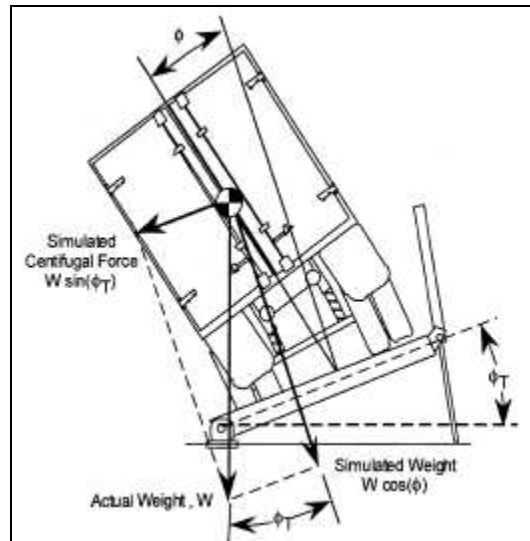


Figura 2.34 Representación del ensayo de mesa inclinada

Ya que los mecanismos más importantes del vuelco dependen del ratio fuerzas centrífugas-fuerzas gravitatorias verticales, es conveniente tomar el ratio de las fuerzas de aceleración lateral simulada con el peso simulado para representar la aceleración lateral a la hora de interpretar los resultados del experimento de plataforma inclinada:

$$a_{ys} = \tan(\phi_T) = \frac{W \cdot \sin(\phi_T)}{W \cdot \cos(\phi_T)} \quad [2.2]$$

- a_{ys} : Aceleración lateral simulada (unidades gravitatorias)
 ϕ_T : Ángulo de balanceo de la plataforma inclinada
 W : Peso del vehículo

La calidad de $\tan(\phi_T)$ como estimación de la estabilidad frente a balanceo estático depende en cierta medida de lo que se aproxime $\cos(\phi_T)$ a la unidad. En el ensayo de plataforma inclinada, las cargas vertical y lateral del vehículo están reducidas por un factor $\cos(\phi_T)$ relativo a las cargas que representan. Debido a la carga vertical reducida, el vehículo podría elevarse sobre sus neumáticos y suspensiones resultando en una posición del centro de gravedad ligeramente más alta, y una posible baja estimación del límite de la estabilidad frente a balanceo estático del vehículo. A su vez, la carga lateral se reduce con el factor $\cos(\phi_T)$, lo que resulta en pequeños movimientos de balanceo que contribuyen a estimar un límite más alto de estabilidad frente a balanceo. Un factor se compensa con otro. Otro aspecto importante es que para los pequeños ángulos de inclinación de mesa requeridos para vehículos comerciales, $\cos(\phi_T)$ se mantiene próximo a 1, por lo que la representación de todas las cargas sigue siendo bastante precisa [14].

Una de las fuentes de error es la distribución de las fuerzas laterales en los neumáticos de los diferentes ejes del vehículo. Las fuerzas laterales desarrolladas en el contacto neumático-suelo deben satisfacer los requerimientos de equilibrio estático de fuerza lateral y momentos de guiñada que actúan sobre el vehículo. Sin embargo, muchos vehículos comerciales vienen equipados con múltiples ejes no directrices, lo que provoca que sea un sistema estáticamente indeterminado. La distribución de las reacciones laterales entre los ejes depende de las propiedades de los neumáticos y las suspensiones.

2. ESTADO DEL ARTE

Los factores que intervienen cuando el vehículo está en la plataforma inclinada no son exactamente los mismos que cuando el vehículo está en movimiento en la carretera. La importancia de este error depende de la localización del eje, y la similitud de la geometría entre ejes redundantes y suspensiones. En muchos vehículos comerciales, la ubicación y la similitud geométrica de los dos ejes del tándem de cada suspensión tienden a minimizar dichos errores.

El tercer error está relacionado con el ángulo de deslizamiento lateral de la cabeza tractora y la geometría de articulación de guiñada del vehículo. En el ensayo de plataforma inclinada estos dos ángulos son 0, cuando en la realidad al realizar un giro, estos ángulos **no lo son**. El umbral de vuelco varía también en función del radio de giro. El caso de ángulo 0 es uno de los muchos casos que pueden darse en la realidad, y es el más fácil de implementar.

En la figura 2.35 se representa el ángulo de balanceo de un camión articulado de 5 ejes (relativo a la superficie de la plataforma) en función de la aceleración lateral simulada a_{ys} . En la gráfica se anotan datos importantes comentados anteriormente, como el momento en que se despegan del suelo las ruedas de la cabeza tractora (1), la tendencia de la gráfica para una alta rigidez frente a balanceo (2). También se indica el momento en que las ruedas del tercer eje de la cabeza tractora pierden contacto con el suelo y comienza el juego de la quinta rueda (3), la tendencia de la gráfica con rigidez frente a balanceo más baja a medida que van despegando ruedas en sucesivos ejes (4). En el intervalo (5) el camión balancea libremente en el momento que el sistema circula con el juego de la quinta rueda, resultando ser un sistema inestable localmente. En (6) las ruedas del segundo eje tractor se despegan del suelo, y en 7 el sistema ya es inestable y se produce el vuelco del camión.

$$a_{ys} = \tan(\phi_T) = \frac{W \cdot \sin(\phi_T)}{W \cdot \cos(\phi_T)} \quad [2.3]$$

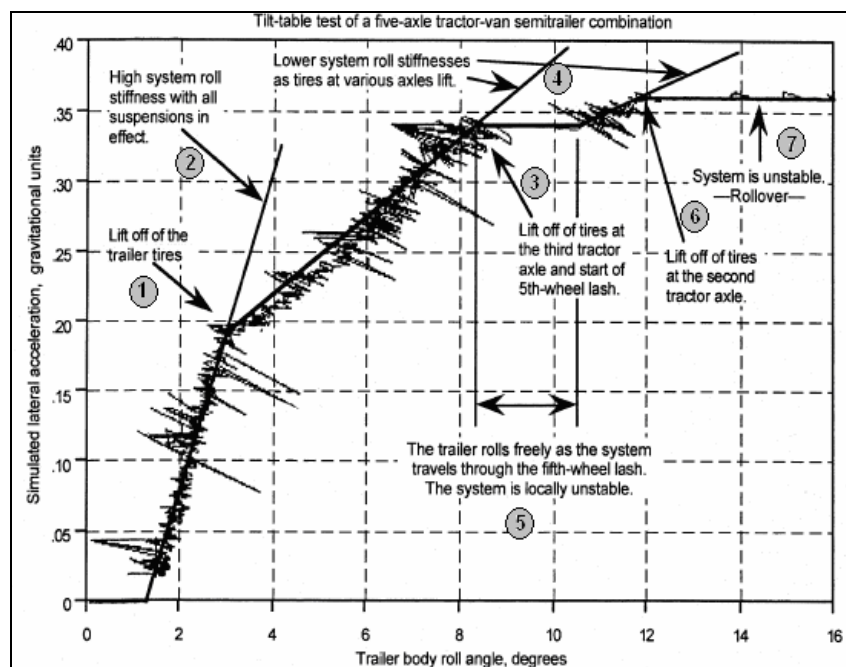


Figura 2.35 Representación del ensayo de plataforma inclinada, aceleración lateral simulada frente al ángulo de balanceo.

3. MODELADO DEL AUTOBÚS

Los modelos lineales de maniobrabilidad y dinámica de balanceo en vehículos pesados son requeridos para el diseño de sistemas de control. Es necesario un procedimiento de modelado sistemático que describa vehículos simples y compuestos. En realidad, componentes del vehículo tales como neumáticos, suspensiones y actuadores poseen características no lineales, aunque en este proyecto, se considerará al modelo del autobús como modelo lineal [6].

El modelo lineal utilizado para describir el balanceo y el comportamiento de un vehículo rígido ante un cambio de dirección se construye con modelos formulados por Segel [16] y Lin [17]. Los movimientos de cabeceo y de rebote tienen un efecto pequeño en el comportamiento del vehículo, por lo que no se tienen en cuenta a la hora de formular el modelo. Los efectos de la aerodinámica y del trazado también se desprecian.

En otros estudios [6] se han utilizado modelos en los que se asumía que el chasis del vehículo era un cuerpo rígido. Sin embargo, la torsión del chasis tiene influencia en la distribución de los momentos de balanceo entre los diferentes ejes, y afectará al comportamiento frente al balanceo del vehículo. La torsión en el chasis de un vehículo resulta ser un elemento importante por sí solo a la hora de establecer la estabilidad frente a balanceo en algunos vehículos [15]. Un caso representativo de dicha torsión es el de los camiones con remolque plataforma, como se vio en el capítulo 2.3.

A fin de representar la flexibilidad frente a torsión del chasis del vehículo, es necesario modelizar el chasis como si fueran dos cuerpos rígidos unidos por elementos de una determinada rigidez a torsión. El principal motivo para incluir la flexibilidad del chasis es para estudiar la contribución de la distribución del momento de balanceo entre ejes a la estabilidad del vehículo.

La masa suspendida se reparte entre los ejes en obteniendo una masa suspendida delantera y una masa suspendida trasera, cada una con sus propiedades inerciales propias. Estas dos masas suspendidas están unidas por un muelle torsional cuya rigidez representa la rigidez del chasis del vehículo. El muelle debe estar situado a la altura del centroide del chasis para que la línea de actuación de la fuerza cortante lateral en el chasis del vehículo quede representada debidamente. A su vez, se incluye una tasa de amortiguación de un 5 % aproximadamente, representando la disipación de energía inherente a la estructura del chasis del vehículo [6].



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. Modelado del Autobús

3.1 CONSTRUCCIÓN DEL MODELO DE AUTOBÚS MEDIANTE SIMULINK

En este estudio, para simular el comportamiento dinámico del mismo cuando es sometido a desplazamientos verticales, se utilizan modelos lineales para la dinámica del balanceo en un autobús. La herramienta utilizada para llevar a cabo este estudio es SIMULINK. En el anexo 1 se describen las principales características del programa MATLAB-SIMULINK.

Para el estudio del comportamiento del autobús será necesario hacer uso de una serie de parámetros que definan el modelo y su comportamiento [18]. Estos parámetros se muestran en la tabla 3.1, expresados en unidades del Sistema Internacional.

Tabla 3.1 Parámetros del autobús

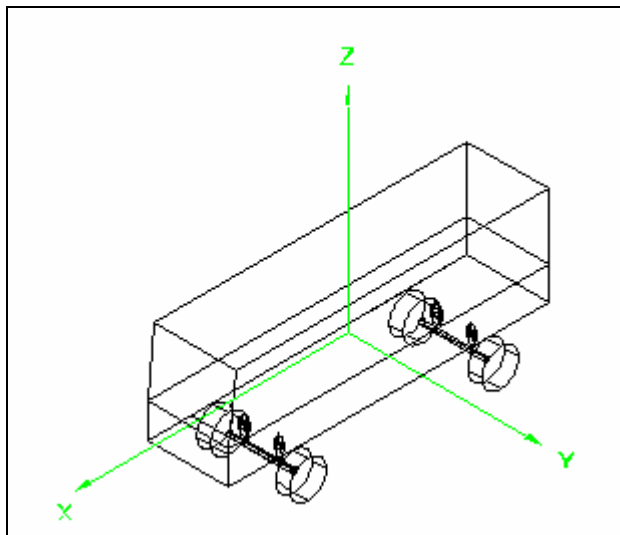
PARÁMETROS DEL MODELO	
I_{zz}	Momento de inercia de guiñada de la masa suspendida
I_{xz_f}	Producto de inercia guiñada-balanceo de la masa suspendida eje del.
I_{xz_r}	Producto de inercia guiñada-balanceo de la masa suspendida eje tra.
I_{xx_f}	Momento de inercia de balanceo de la masa suspendida del eje del.
I_{xx_r}	Momento de inercia de balanceo de la masa suspendida del eje tra.
C_f	Rigidez frente al giro en neumáticos delanteros
C_r	Rigidez frente al giro en neumáticos traseros
l_f	Distancia del eje frontal al cdg
l_r	Distancia del eje trasero al cdg
m	Masa total
m_f	Masa total delantera
m_r	Masa total trasera
m_{sf}	Masa suspendida eje delantero
m_{sr}	Masa suspendida eje trasero
m_{uf}	Masa no suspendida eje delantero
m_{ur}	Masa no suspendida eje trasero
g	Aceleración de la gravedad
h_b	Altura del eje de torsión del chasis respecto al suelo
h_{uf}	Altura del centro de la masa no suspendida del eje delantero al suelo
h_{ur}	Altura del centro de la masa no suspendida del eje trasero al suelo
k_f	Rigidez frente al balanceo de la suspensión delantera
k_r	Rigidez frente al balanceo de la suspensión trasera
k_b	Rigidez a torsión del chasis del vehículo
k_{tf}	Rigidez frente a balanceo de neumáticos delanteros
k_{tr}	Rigidez frente a balanceo de neumáticos traseros
b_f	Coeficiente de amortiguamiento de la suspensión delantera
b_r	Coeficiente de amortiguamiento de la suspensión trasera
l_b	Coeficiente de amortiguamiento a torsión del chasis del vehículo
h_{sf}	Altura del centro de la masa suspendida del. medida desde el suelo
h_{sr}	Altura del centro de la masa suspendida tra. medida desde el suelo
h_f	altura de la masa suspendida delantera desde el eje de balanceo
h_r	altura de la masa suspendida trasera desde el eje de balanceo
T_f	Anchura de eje delantero
T_r	Anchura de eje trasero
r	altura eje balanceo
δ	Angulo de giro de la dirección
α	Angulo de deslizamiento de los neumáticos
w	Angulo de guiñada

3. Modelado del Autobús

β	Angulo de deslizamiento lateral
Φ_f	Angulo de balanceo de la masa suspendida delantera
Φ_r	Angulo de balanceo de la masa suspendida trasera
Φ_{tf}	Angulo de balanceo de la masa no suspendida delantera
Φ_{tr}	Angulo de balanceo de la masa no suspendida trasera
F_{af}	Esfuerzo lateral en neumáticos delanteros
F_{ar}	Esfuerzo lateral en neumáticos traseros
R_f	Transferencia de carga normalizada eje delantero
R_r	Transferencia de carga normalizada eje trasero

Si se ubica un eje de coordenadas en el centro de gravedad del autobús (eje X longitudinal, eje Y transversal y eje Z vertical) y se estudia el movimiento del vehículo, se obtiene que el autobús puede experimentar tres tipos de giros (ver figura 3.1):

- Balanceo (Φ): Giro sobre el eje X.
- Cabeceo (Ω): Giro sobre el eje Y.
- Guiñada (w): Giro sobre el eje Z.



Giro sobre el eje X: Balanceo (Φ)

Giro sobre el eje Y: Cabeceo (Ω)

Giro sobre el eje Z: Guiñada (w)

Figura 3.1 Giros que experimenta el autobús

En las figuras 3.2 y 3.3 se pueden ver algunos de los principales parámetros a tener en cuenta en el movimiento de balanceo del autobús. Entre ellos se encuentran los ángulos de balanceo de las masas suspendida y no suspendida, delantera y trasera respectivamente ($\Phi_f, \Phi_r, \Phi_{tf}, \Phi_{tr}$), las masas suspendidas y no suspendidas delantera y trasera ($m_{sf}, m_{sr}, m_{uf}, m_{ur}$), los esfuerzos verticales sobre los neumáticos (F_{zf}, F_{zr}), la altura respecto al eje delantero del centro de gravedad de las masas suspendidas delantera y trasera (h_f, h_r), la altura de las masas no suspendidas delantera y trasera respecto al suelo (h_{uf}, h_{ur}), la altura del eje de balanceo respecto al suelo (r), el ángulo de giro de las ruedas delanteras (δ), las distancias de los ejes delantero y trasero al centro de gravedad (l_f, l_r), el ángulo de guiñada (β), el ángulo de deslizamiento lateral (ω), etc.

3. Modelado del Autobús

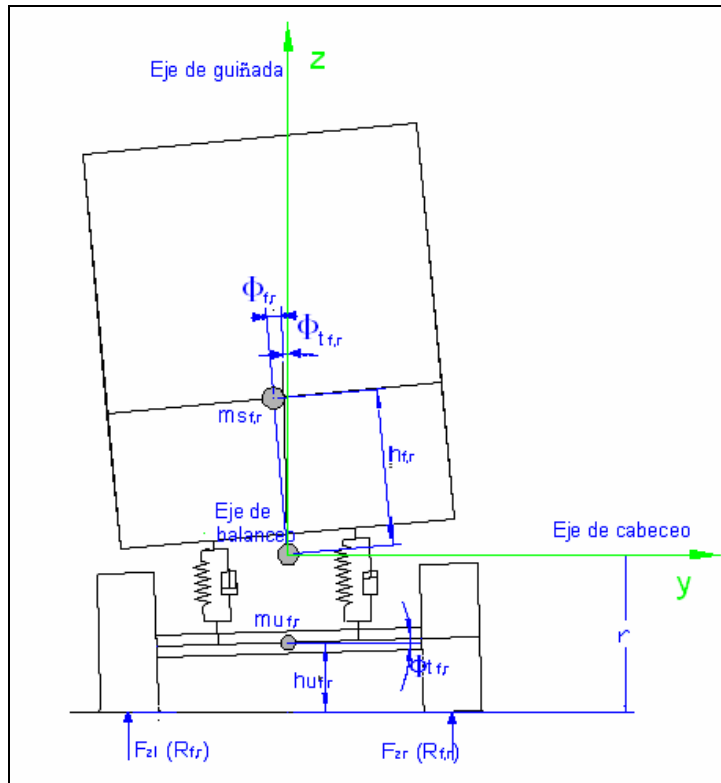


Figura 3.2 Parámetros a tener en cuenta en el movimiento de balanceo de un autobús. Vista posterior.

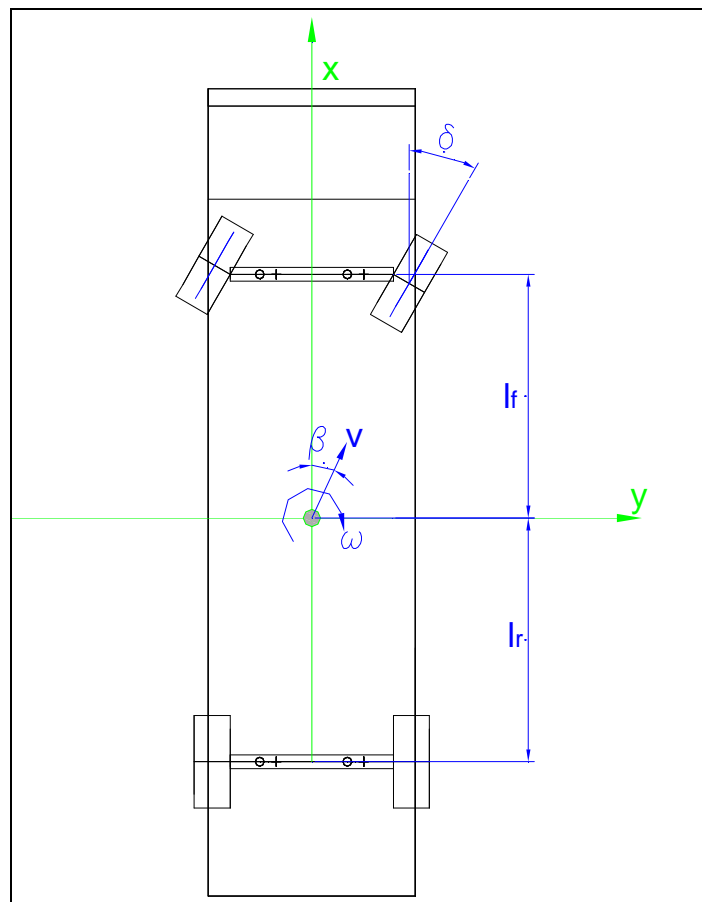


Figura 3.3 Parámetros a tener en cuenta en el movimiento de balanceo de un autobús. Vista en planta.

3. Modelado del Autobús

El vehículo objeto de estudio ha sido modelado dividiéndolo en 4 partes:

- Masa suspendida delantera
- Masa suspendida trasera
- Masa no suspendida delantera
- Masa no suspendida trasera

La masa suspendida comprende todos los mecanismos cuyo peso es el soportado por el chasis o bastidor (motor, carrocería autoportante, ocupantes, etc.) [19], ver figura 3.4.



Figura 3.4. En la masa suspendida se incluye la superestructura, asientos, cristales, ocupantes

La masa no suspendida es aquella formada por el conjunto de elementos no soportados por la suspensión: ruedas, frenos, etc. [19], ver figura 3.5.

:

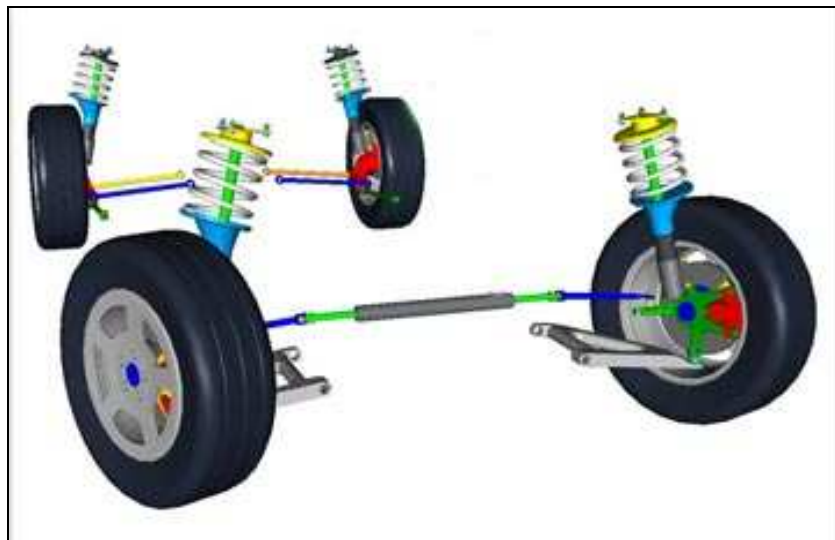


Figura 3.5. Masa no suspendida

El vehículo como conjunto tiene libertad de movimiento tanto longitudinal como lateral, con posibilidad de realizar movimiento de guiñada. La masa suspendida puede rotar respecto a un eje horizontal (eje de balanceo) fijado en las masas no suspendidas. La localización del eje de balanceo depende de las propiedades cinemáticas de las suspensiones delantera y trasera. Las masas no suspendidas también pueden balancear respecto a la masa suspendida del vehículo, posibilitando que el efecto del comportamiento vertical de los neumáticos en el balanceo del vehículo pueda ser incluido en el modelo [19].



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. Modelado del Autobús

Las ecuaciones de movimiento del vehículo son formuladas comparando el cambio de momentos con el sumatorio de fuerzas externas actuando sobre el sistema. El movimiento se describe usando un sistema de coordenadas (x, y, z) fijo en el vehículo (ver figura 3.1). El eje de balanceo se sustituye por el eje x, y el eje z vertical pasa por el centro de masas del vehículo. Los elementos de la suspensión tales como muelles, amortiguadores, barras antibalanceo, etc., generan momentos entre la masa suspendida y la no suspendida en respuesta a los movimientos de balanceo.

Los neumáticos generan fuerzas laterales que varían linealmente con el ángulo de deriva. Asumir esta linealidad es razonable para movimientos laterales de moderada amplitud. Los efectos del momento de alineación, del empuje por la caída de los neumáticos, y resistencia al balanceo generada por los neumáticos no son relevantes, y no se han tenido en cuenta en este estudio.

3.1.1 SISTEMA DE ECUACIONES

Para definir el modelo de autobús, se hará uso del siguiente sistema de ecuaciones [6]:

Dinámica lateral:

En la ecuación 3.1 se representa el equilibrio de fuerzas laterales en el que se tiene en cuenta los esfuerzos laterales en los neumáticos delanteros (F_{af}) y traseros (F_{ar}) y la fuerza generada en el autobús cuando se realiza un cambio de dirección, giro, maniobra de cambio de carril, etc. En ese momento el autobús experimenta un movimiento de guiñada y un deslizamiento lateral en el centro de masas. En el equilibrio se igualan los esfuerzos anteriores a los esfuerzos a los que está sometida la masa no suspendida debido al balanceo de esta:

$$h_f \cdot m_{sf} \cdot \ddot{\phi}_f + h_r \cdot m_{sr} \cdot \ddot{\phi}_r = -m \cdot U \cdot (\dot{\beta} + w) + F_{af} + F_{ar} \quad [3.1]$$

Movimiento de guiñada

En la ecuación 3.2 se lleva a cabo un equilibrio de momentos respecto al Eje Z. En dicho equilibrio se tiene en cuenta el momento generado por guiñada, los momentos que sufren los neumáticos del autobús, y los momentos generados por el balanceo del autobús:

$$-I_{xzf} \cdot \ddot{\phi}_f - I_{xzf} \cdot \ddot{\phi}_r + I_{zz} \cdot \dot{w} = l_f \cdot F_{af} - l_r \cdot F_{ar} \quad [3.2]$$

Equilibrio de masa suspendida delantera

Si se realiza el equilibrio de momentos que se producen en la parte delantera del autobús, se obtiene la ecuación 3.3. En este caso se tiene en cuenta a la hora de realizar el equilibrio el movimiento de guiñada, el de desplazamiento lateral, el balanceo de la masa suspendida, el balanceo de masa no suspendida y el esfuerzo cortante en el chasis:

3. Modelado del Autobús

$$\left(I_{xx,f} + (m_{s,f} \cdot h_f^2) \right) \cdot \ddot{\phi}_f - I_{xz,f} \cdot \dot{w} = m_{s,f} \cdot g \cdot h_f \cdot \phi_f - m_{s,f} \cdot U \cdot h_f \cdot (\dot{\beta} + w) - k_f \cdot (\phi_f - \phi_{t,f}) - b_f \cdot (\dot{\phi}_f - \dot{\phi}_{t,f}) - k_b \cdot (\phi_f - \phi_r) - l_b \cdot (\dot{\phi}_f - \dot{\phi}_r) - F_b \cdot h_b \quad [3.3]$$

Equilibrio masa suspendida trasera

De la misma manera que en la ecuación 3.3, se realiza el equilibrio de momentos en la zona trasera del autobús, para poder calcular el balanceo de la masa suspendida trasera:

$$\left(I_{xx,r} + (m_{s,r} \cdot h_r^2) \right) \cdot \ddot{\phi}_r - I_{xz,r} \cdot \dot{w} = m_{s,r} \cdot g \cdot h_r \cdot \phi_r - m_{s,r} \cdot U \cdot h_r \cdot (\dot{\beta} + w) - k_r \cdot (\phi_r - \phi_{t,r}) - b_r \cdot (\dot{\phi}_r - \dot{\phi}_{t,r}) + k_b \cdot (\phi_f - \phi_r) + l_b \cdot (\dot{\phi}_f - \dot{\phi}_r) + F_b \cdot h_b \quad [3.4]$$

Equilibrio masa no suspendida delantera

Para estudiar el comportamiento del conjunto de la parte delantera del chasis del autobús, se realiza el equilibrio de momentos en esa zona, teniendo en cuenta los esfuerzos laterales en los neumáticos, los movimientos de guiñada y desplazamiento lateral, y el balanceo de la masa, tanto la no suspendida como la suspendida:

$$-r \cdot F_{\alpha f} = m_{uf} \cdot U \cdot (h_{uf} - h_r) \cdot (\dot{\beta} + w) + k_{tf} \cdot \phi_{tf} - m_{uf} \cdot g \cdot h_{uf} \cdot \phi_{tf} - k_f \cdot (\phi_f - \phi_{tf}) - b_f \cdot (\dot{\phi}_f - \dot{\phi}_{tf}) \quad [3.5]$$

Equilibrio masa no suspendida trasera

Para estudiar el comportamiento del conjunto de la parte trasera del chasis del autobús, se realiza un equilibrio de momentos análogo al de la zona delantera del chasis:

$$-r \cdot F_{\alpha r} = m_{ur} \cdot U \cdot (h_{ur} - h_r) \cdot (\dot{\beta} + w) + k_{tr} \cdot \phi_{tr} - m_{ur} \cdot g \cdot h_{ur} \cdot \phi_{tr} - k_r \cdot (\phi_r - \phi_{tr}) - b_r \cdot (\dot{\phi}_r - \dot{\phi}_{tr}) \quad [3.6]$$

Si de las ecuaciones anteriores se despejan las variables cuyo valor se quiere estudiar, se obtienen los valores que aparecen a continuación:

Guiñada w

$$w = \int \left(\left(l_f \cdot F_{\alpha f} - l_r \cdot F_{\alpha r} + \frac{d\phi_f}{dt} \cdot I_{xz f} + \frac{d\phi_r}{dt} \cdot I_{xz r} \right) \cdot \frac{1}{I_{zz}} \right) \quad [3.7]$$

La figura 3.6 muestra la implementación de la ecuación [3.7] en bloques de Simulink.

3. Modelado del Autobús

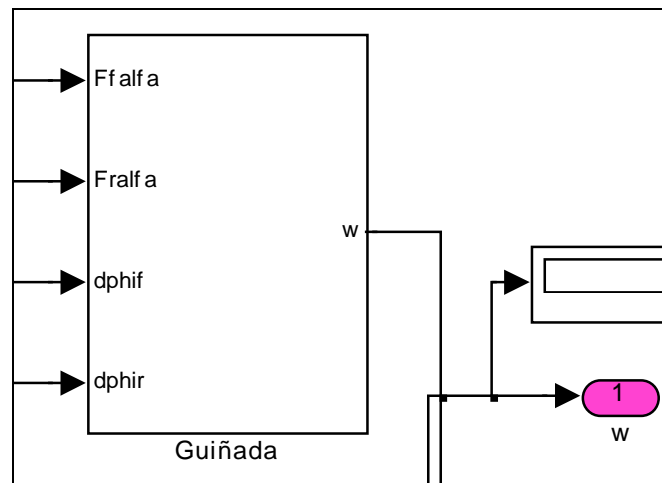
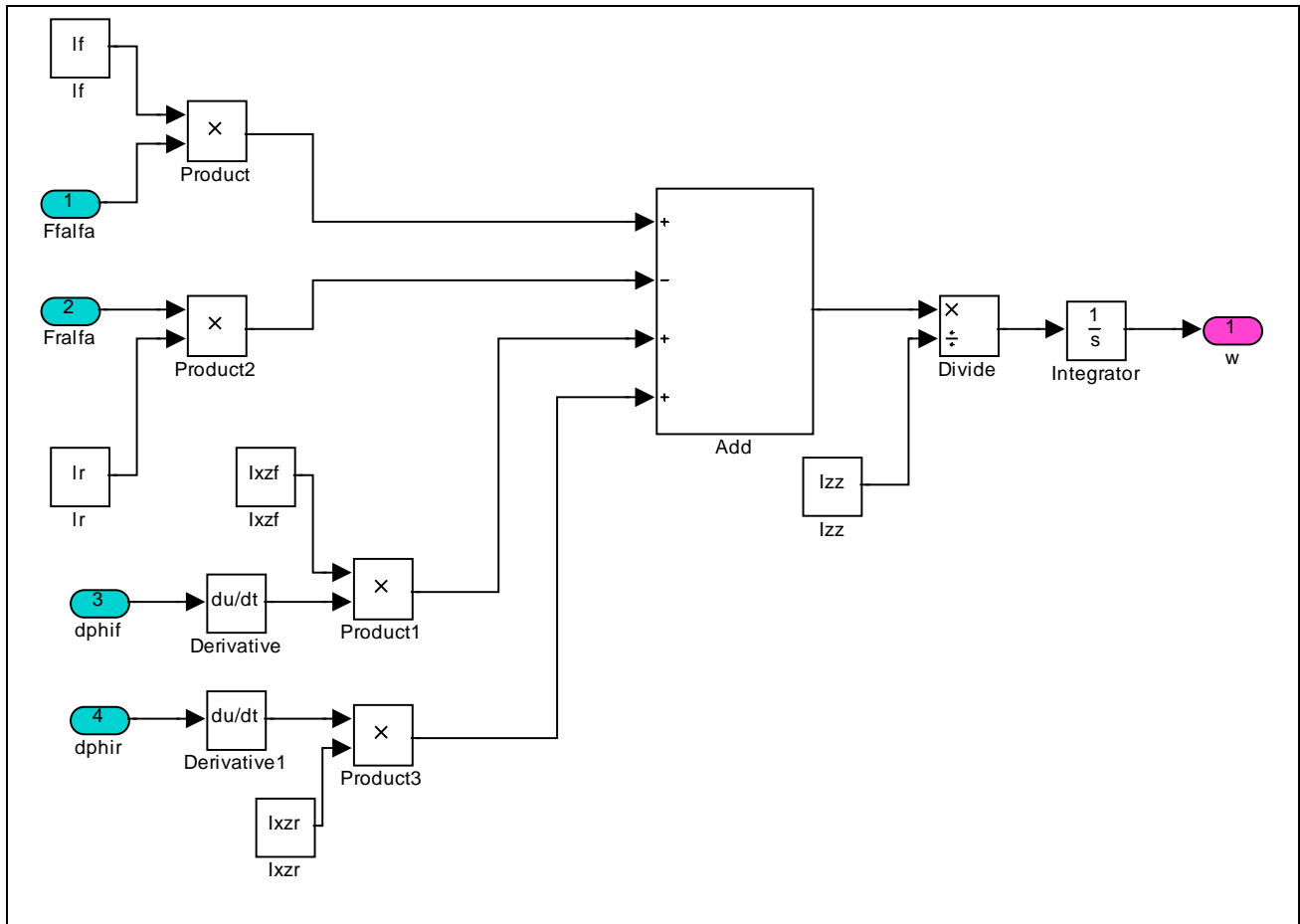


Figura 3.6 Diagramas de bloques (expandido y contraído) para el cálculo del ángulo de guiñada del autobús.

Angulo deslizamiento lateral cdg β

$$\beta = \int \left(\left(F_{\alpha f} + F_{\alpha r} - h_f \cdot m_{sf} \cdot \ddot{\phi}_f - h_r \cdot m_{sr} \cdot \ddot{\phi}_r \right) \cdot \frac{1}{m \cdot U} - w \right) \quad [3.8]$$

La figura 3.7 muestra la implementación de la ecuación [3.8] en bloques de Simulink.

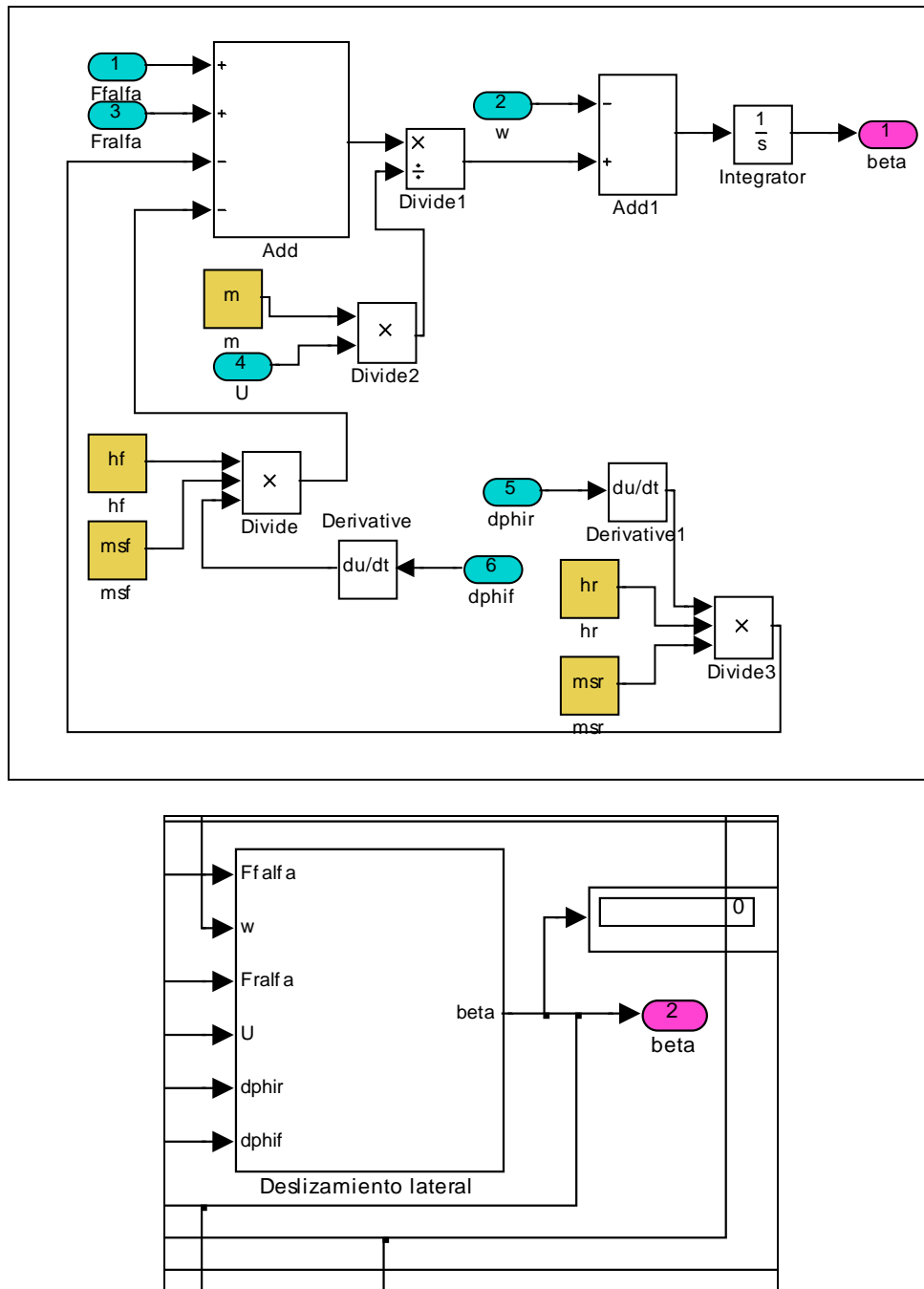
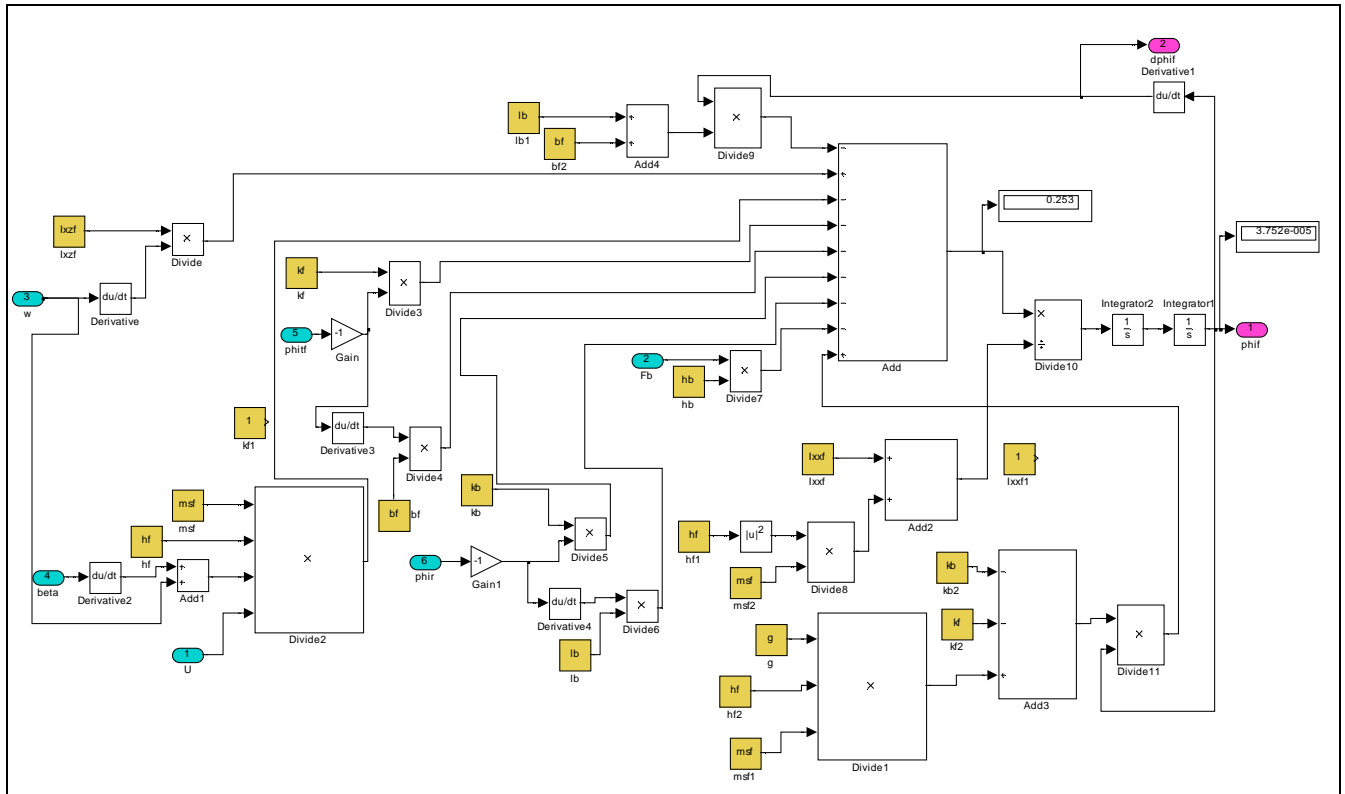


Figura 3.7. Diagramas de bloques (expandido y contraído) para el cálculo del ángulo de deslizamiento lateral

Angulo balanceo masa suspendida delantera ϕ_f

$$\phi_f = \int \int \left(\frac{I_{xz,f} \cdot \ddot{w} + m_{s,f} \cdot g \cdot h_f \cdot \phi_f - m_{s,f} \cdot U \cdot h_f \cdot (\dot{\beta} + w) - k_f \cdot (\phi_f - \phi_{t,f}) - b_f \cdot (\dot{\phi}_f - \dot{\phi}_{t,f}) - k_b \cdot (\phi_f - \phi_r) - l_b \cdot (\dot{\phi}_f - \dot{\phi}_r) - F_b \cdot h_b}{I_{xz,f} + (m_{s,f} \cdot h_f^2)} \right) \quad [3.9]$$

La figura 3.8 muestra la implementación de la ecuación [3.9] en bloques de Simulink.



Angulo balanceo masa suspendida trasera ϕ_r

$$\phi_r = \iint \left(\frac{I_{xz,r} \cdot \ddot{w} + m_{s,r} \cdot g \cdot h_r \cdot \phi_r - m_{s,r} \cdot U \cdot h_r \cdot (\dot{\beta} + w) - k_r \cdot (\phi_r - \phi_{t,r}) - b_r \cdot (\dot{\phi}_r - \dot{\phi}_{t,r}) + k_b \cdot (\phi_f - \phi_r) + l_b \cdot (\dot{\phi}_f - \dot{\phi}_r) + F_b \cdot h_b}{I_{xx,r} + (m_{s,r} \cdot h_r^2)} \right) [3.10]$$

La figura 3.9 muestra la implementación de la ecuación [3.10] en bloques de Simulink.

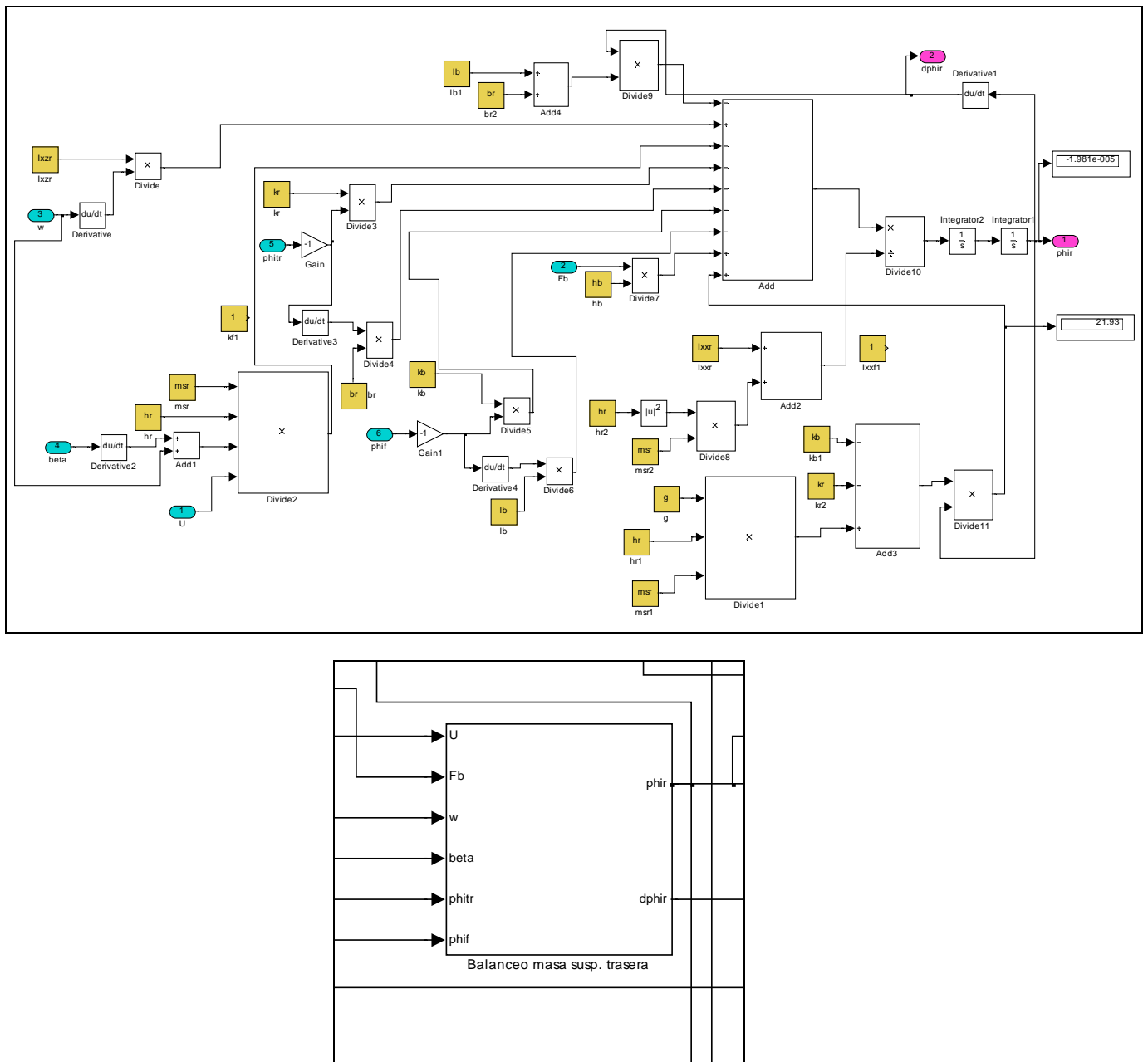


Figura 3.9 Diagramas de bloques (expandido y contraído) para el cálculo del ángulo de balanceo de la masa suspendida trasera

Angulo balanceo masa no suspendida delantera ϕ_{tf}

$$\phi_{tf} = \int \left(\left((r - h_{uf}) \cdot m_{uf} \cdot U \cdot (\dot{\beta} + w) + m_{uf} \cdot g \cdot h_{uf} \cdot \phi_{tf} - k_{tf} \cdot \phi_{tf} + k_f \cdot (\phi_f - \phi_{tf}) + b_f \cdot \dot{\phi}_f - r \cdot F_{\alpha f} \right) \cdot \frac{1}{b_f} \right) [3.11]$$

La figura 3.10 muestra la implementación de la ecuación [3.11] en bloques de Simulink.

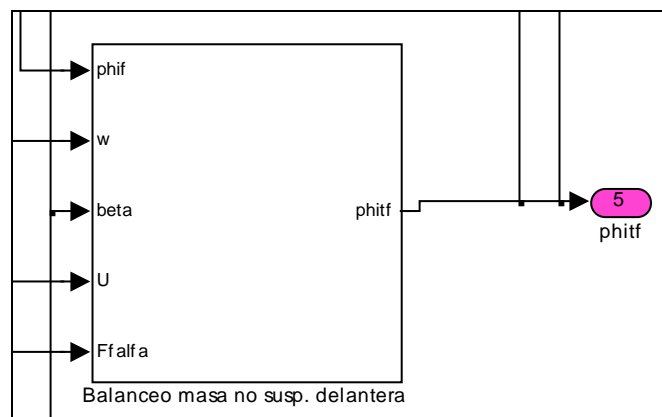
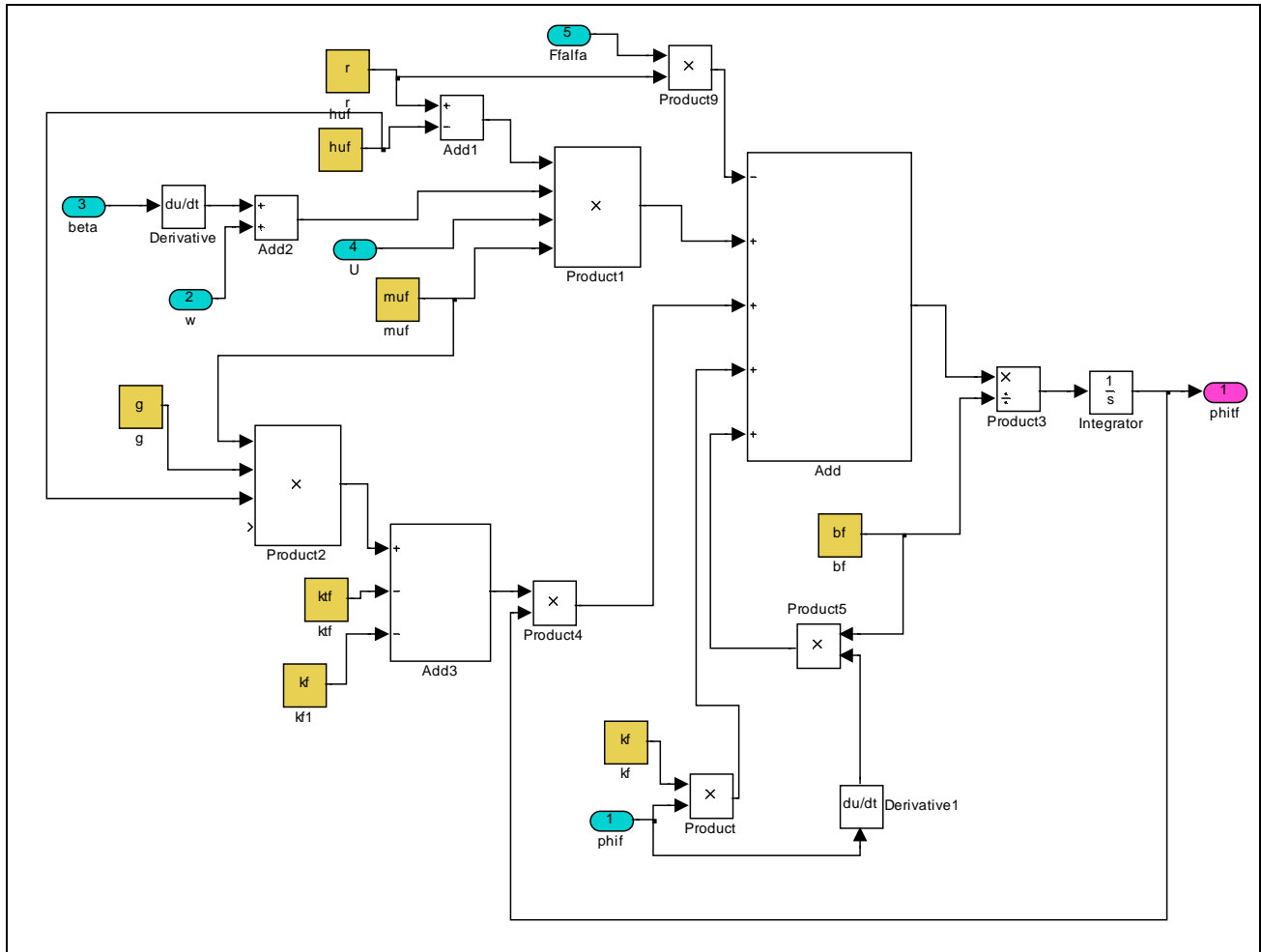


Figura 3.10 Diagramas de bloques (expandido y contraído) para el cálculo del ángulo de balanceo de la masa no suspendida delantera

Angulo balanceo masa no suspendida trasera ϕ_{tr}

$$\phi_{tr} = \int \left(\left((r - h_{ur}) \cdot m_{ur} \cdot U \cdot (\dot{\beta} + w) + m_{ur} \cdot g \cdot h_{ur} \cdot \phi_{tr} - k_{tr} \cdot \phi_{tr} + k_r \cdot (\phi_r - \phi_{tr}) + b_r \cdot \dot{\phi}_r - r \cdot F_{af} \right) \cdot \frac{1}{b_r} \right) [3.12]$$

La figura 3.11 muestra la implementación de la ecuación [3.12] en bloques de Simulink.

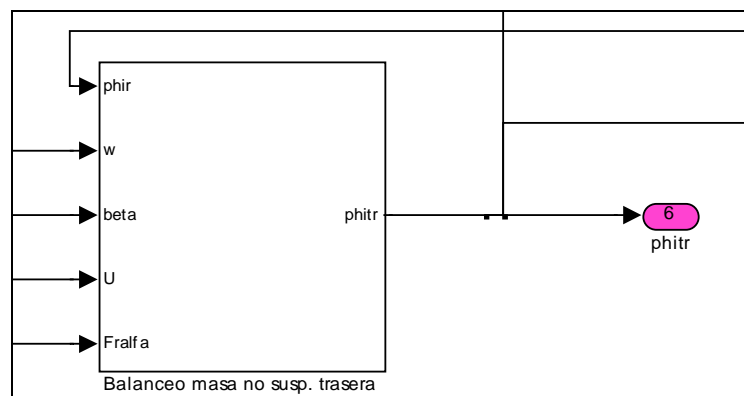
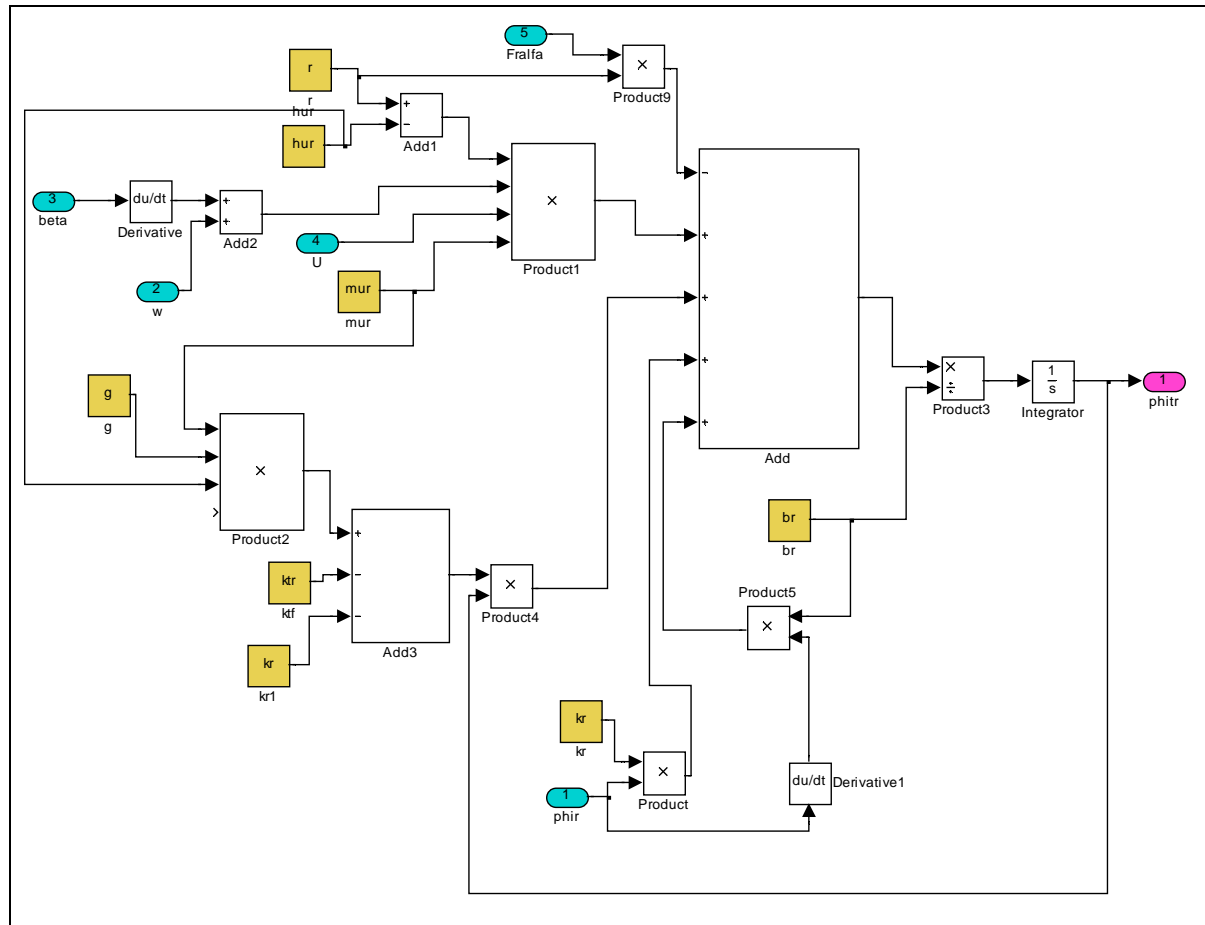


Figura 3.11 Diagramas de bloques (expandido y contraído) para el cálculo del ángulo de balanceo de la masa no suspendida delantera

Esfuerzo cortante en el chasis F_b

$$F_b = F_{\alpha} - m_f \cdot U \cdot \left(\dot{\beta} + w \right) - m_{s,f} \cdot h_f \cdot \ddot{\phi}_f \quad [3.13]$$

La figura 3.12 muestra la implementación de la ecuación [3.13] en bloques de Simulink.

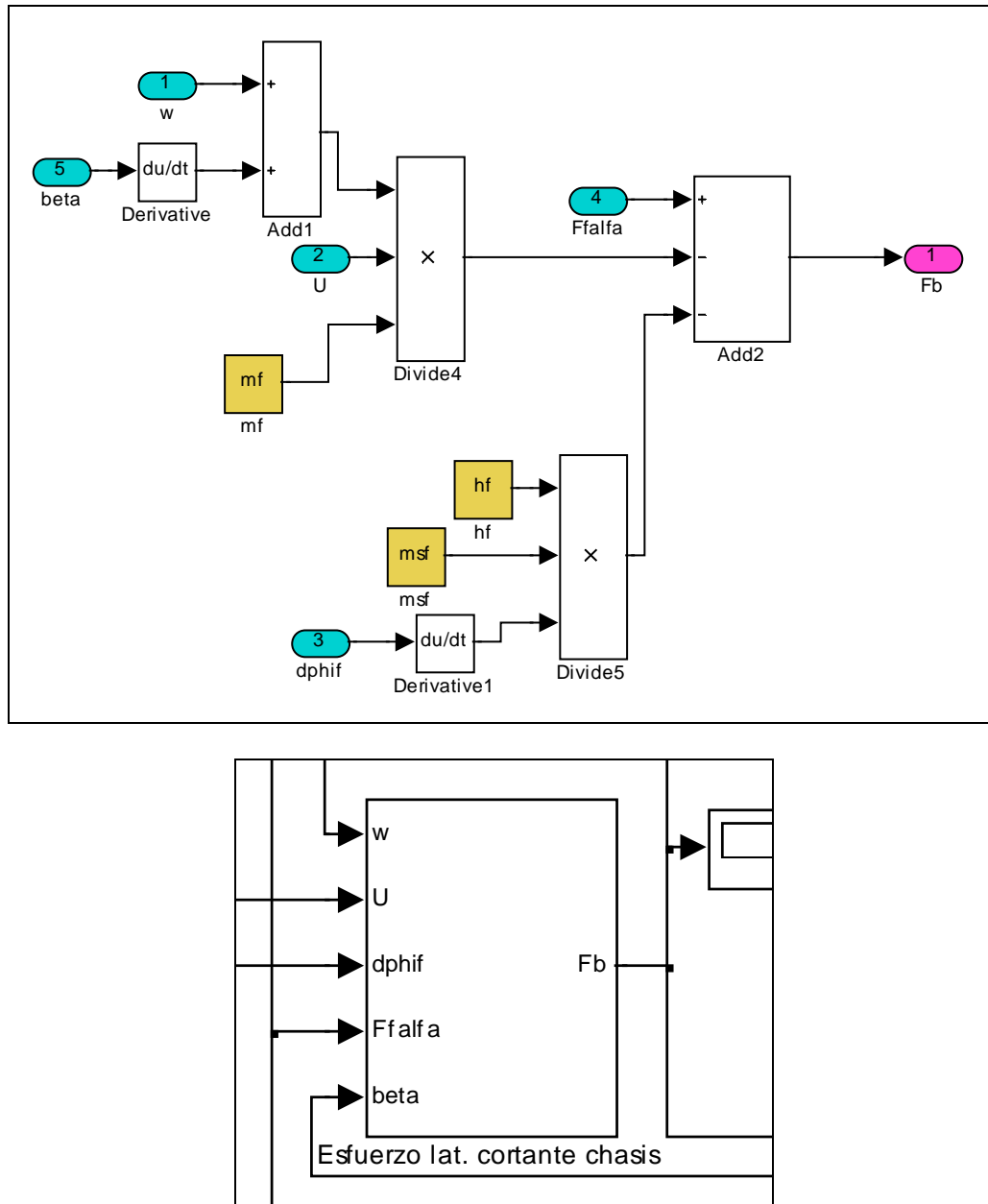


Figura 3.12 Diagramas de bloques (expandido y contraído) para el cálculo del ángulo de balanceo de la masa no suspendida trasera

3.1.2 TRANSFERENCIA DE CARGA NORMALIZADA

Como se ha comentado en el capítulo 1 del presente proyecto, una de las principales causas de los accidentes de tráfico en vehículos pesados es la pérdida de estabilidad lateral. Los tres factores más relevantes que contribuyen al vuelco de estos vehículos son las ráfagas de viento, volantazos y frenazos. En todos estos casos, la pérdida de estabilidad lateral se produce cuando la fuerza de contacto neumático-carretera en una de las ruedas de cada eje se reduce a 0 [3]. El objetivo de los ingenieros que trabajan en temas de seguridad en vehículos, concretamente diseñando sistemas antivuelco, es maximizar la estabilidad frente al balanceo del vehículo. Para ello se utilizan los diferentes sistemas activos siendo los más utilizados los sistemas de suspensión activa.

Las suspensiones activas consisten en un sistema de lazo cerrado con retroalimentación. En estas suspensiones no existen muelles ni amortiguadores. Un actuador hidráulico genera fuerzas para compensar el balanceo y cabeceo del vehículo (ver figura 3.13), mientras que un computador electrónico se encarga de monitorizar mediante sensores el perfil de la carretera, los ángulos de balanceo, giro y cabeceo del vehículo, y envía señales eléctricas a las suspensiones delantera y trasera, donde los elementos hidráulicos (bombas, actuadores y servoválvulas) actuarán manteniendo un nivel elevado de estabilidad en el vehículo [19].

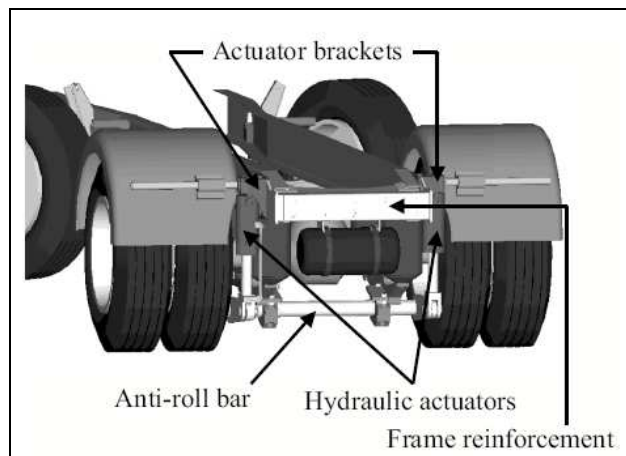


Figura 3.13 Sistema de suspensión activa

Volviendo al concepto de transferencia de carga, la estabilidad frente al balanceo se consigue limitando la transferencia de carga lateral. Cuanto mayor es la transferencia de carga lateral, más elevada es la reducción de la suma de fuerzas laterales de las ruedas exteriores e interiores. Las ecuaciones que permiten determinar la transferencia de carga para los ejes delantero y trasero son las siguientes:

$$\Delta F_{zf} = \frac{K_{tf} \cdot \phi_{tf}}{T_f} \quad [3.14]$$

$$\Delta F_{zr} = \frac{K_{tr} \cdot \phi_{tr}}{T_r} \quad [3.15]$$

En el vuelco, la carga en las ruedas interiores se reduce a 0 y toda la carga se transfiere a las ruedas exteriores. Por lo tanto, la premisa para conseguir la estabilidad ante el balanceo es que las ruedas estén siempre en contacto con el suelo. Esto se consigue cuando la transferencia de carga normalizada se mantiene comprendida entre -1 y 1. Las expresiones de la transferencia de carga normalizada para cada eje son las siguientes:

3. Modelado del Autobús

$$R_f = \frac{K_{tf} \cdot \phi_{tf}}{T_f \cdot m_f \cdot g} \quad [3.16]$$

$$R_r = \frac{K_{tr} \cdot \phi_{tr}}{T_r \cdot m_r \cdot g} \quad [3.17]$$

En el momento en el que alguno de los dos valores llegue a 1, se produce la pérdida de contacto con el firme de uno de los dos neumáticos del eje en cuestión, con el correspondiente peligro de vuelco del vehículo.

La figura 3.14 muestra la implementación de las ecuaciones [3.16] y [3.17] en bloques de Simulink.

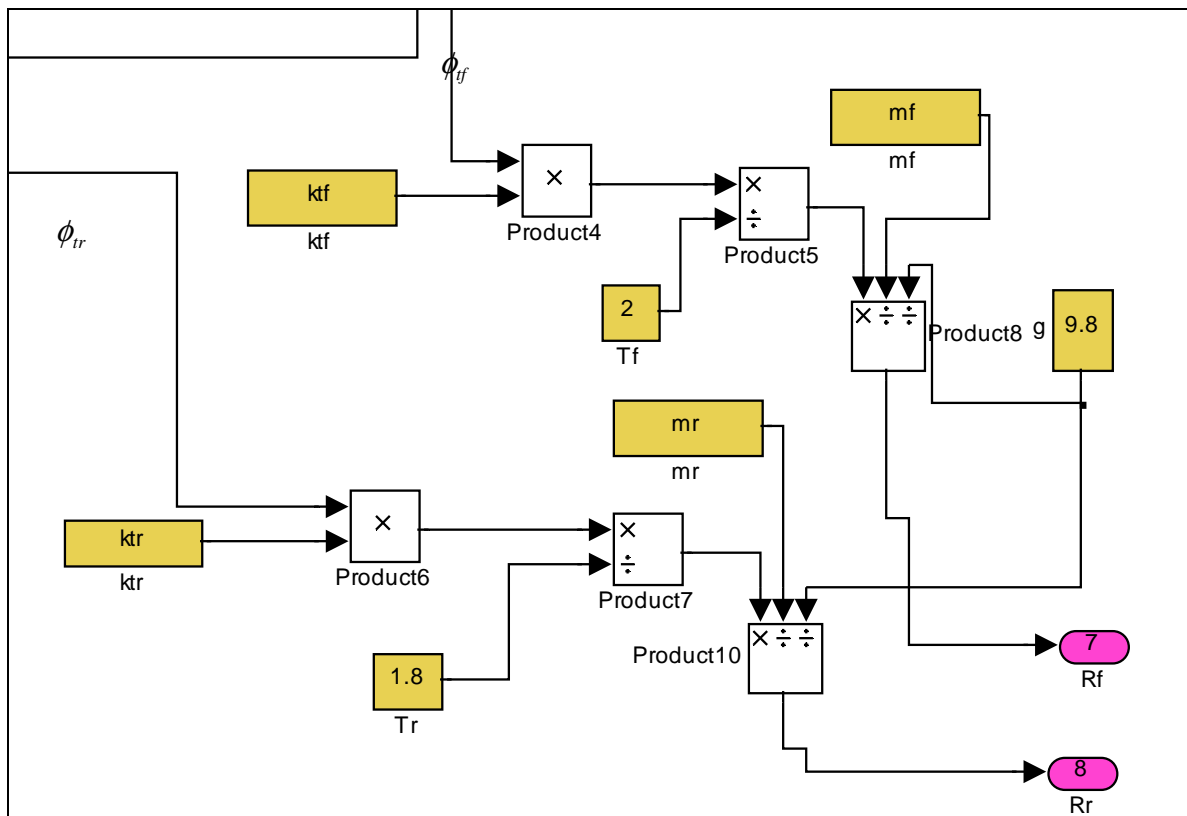


Figura 3.14. Diagrama de bloques para la obtención de la transferencia de carga normalizada

En el diagrama de la figura 3.15 se muestran todos los bloques para determinar las variables según las ecuaciones 3.7 a 3.17. El diagrama de la figura 3.15 contiene al diagrama anterior, y en él se monitorizan todas las variables, obteniendo las gráficas de cada una de ellas.

3. Modelado del Autobús

En la figura 3.16 se muestra el diagrama del modelo completo en simulink.

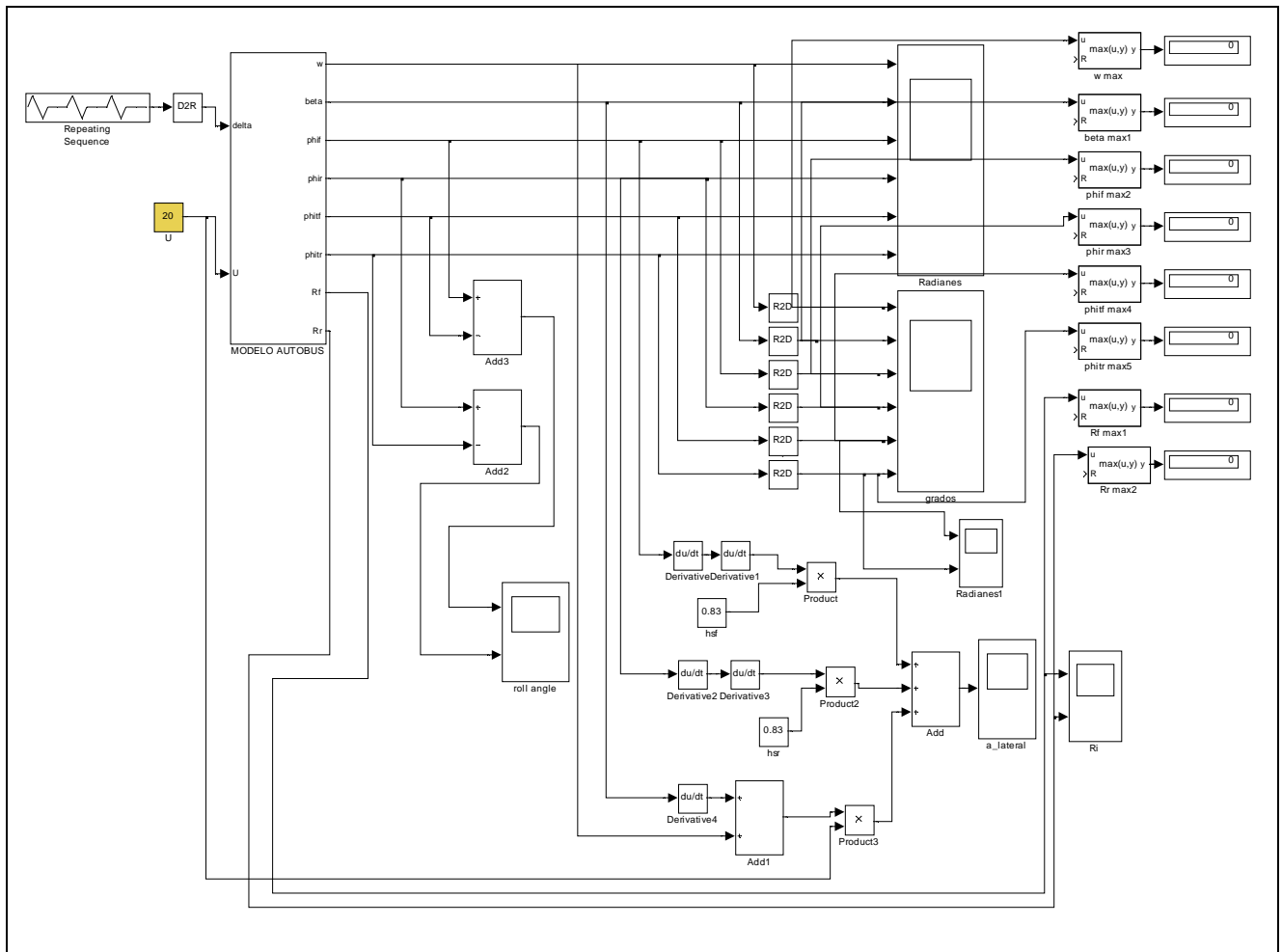


Figura 3.16. Diagrama de bloques final del modelo



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. Modelado del Autobús

3.2 CONSTRUCCIÓN DEL MODELO DE AUTOBÚS MEDIANTE ANSYS

Tal y como se indicó en el capítulo 1 del proyecto, para estudiar el comportamiento a torsión de la superestructura del autobús debido a las solicitaciones calculadas con el modelo en simulink, se utilizará la herramienta ANSYS. Esta aplicación es un programa de elementos finitos muy utilizado en la industria como herramienta de estudio del comportamiento mecánico de componentes de máquinas, estructuras, etc.

El procedimiento de análisis en ANSYS se divide en tres fases: Preprocesado, Solución y Postprocesado. En fase de preprocesado se introducen las características físicas y geométricas del modelo. Es la fase que más tiempo requiere de todo el análisis. En la fase de solución se aplica el sistema de cargas al modelo y se eligen los parámetros de solución del sistema de ecuaciones que genera el problema. Por último, en la fase de postprocesado se obtienen los resultados del análisis y se presentan de múltiples formas, y poder así sacar las conclusiones que procedan. [20]

Preprocesado

La creación del modelo de elementos finitos es la fase del análisis que normalmente requiere de un mayor tiempo. Esta fase se divide en varias subfases:

- *Definición del tipo de elemento a utilizar:*

Ansys ofrece más de 150 tipos diferentes de elementos. La elección del tipo de elemento determina entre otras cosas los grados de libertad implicados en el análisis y la dimensión del espacio en el cual se construye el modelo. Por otro lado, la elección del tipo de elemento condiciona la naturaleza de los resultados obtenidos y el método de cálculo de los mismos.

- *Definición de propiedades de la sección:*

Una vez elegido el tipo o los tipos de elementos a utilizar en el modelo, se deben definir la geometría de la sección, por medio de constantes reales, proporcionando a Ansys magnitudes indirectas de la geometría como momentos de inercia, o se puede llevar a cabo mediante la creación de secciones transversales, opción que ofrecen una serie de elementos en Ansys, en los cuales basta definir magnitudes directas de la geometría como altura, anchura, etc., encargándose el software de calcular parámetros como los momentos de inercia o centroides.

- *Modelización del material*

La mayoría de los distintos tipos de elementos requieren propiedades del material. Dependiendo de la aplicación, las propiedades del material pueden ser lineales o no lineales. Dentro de un mismo análisis se pueden utilizar múltiples conjuntos de propiedades de material (correspondientes al número de materiales diferentes presentes en el modelo), definiendo estos aspectos como la densidad, el módulo de Young o el coeficiente de Poisson del material.

- *Creación de la geometría del modelo*

Dentro del preprocesado, esta es la fase más extensa. En ella se define la geometría del modelo, a la cual se le asociará *a posteriori* un material, una sección y un tipo de elemento.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. Modelado del Autobús

- Mallado del modelo

En la fase de mallado del modelo, se divide la geometría creada en elementos, a los cuales se les asociará una serie de atributos de sección, tipo de elemento y material.

Solución

En la fase de solución se define el tipo de análisis a efectuar, se aplica el sistema de cargas al modelo y se soluciona el sistema de ecuaciones generado por el problema. Esta fase se divide en tres subfases:

- Definición del tipo de análisis

La elección del tipo de análisis depende de las condiciones de carga aplicadas al modelo y de los resultados que se pretenden obtener. Además, no todos los tipos de elementos disponibles en Ansys son válidos para todas las disciplinas.

- Aplicación de cargas

El término cargas en Ansys incluye todas las condiciones de contorno impuestas al modelo (coacciones, soportes, etc.) además otra clase de esfuerzos aplicados externa e internamente sobre el modelo. En esta fase se definen todos los campos y esfuerzos aplicados al modelo además de sus coacciones.

- Solución

En la fase de solución el software soluciona el sistema de ecuaciones generado por el problema planteado.

Postprocesado

En la fase de postprocesado se presentan y manipulan los resultados obtenidos en la fase de solución. Ansys ofrece multitud de posibilidades de presentación y manipulación de datos, ofreciendo distintas clases de resultados. Es necesario elegir visualizaciones que presenten aquellos aspectos que se deseen estudiar del modelo, con el fin de obtener las conclusiones apropiadas.

3.2.1 CONSTRUCCIÓN DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Para realizar el estudio del comportamiento a torsión de la superestructura del autobús se ha recurrido a una simulación del ensayo al cual será sometida. La primera parte de la simulación del ensayo se ha llevado a cabo con la herramienta Simulink. La segunda parte de la simulación, en la que se aplica sobre la superestructura los desplazamientos de ésta obtenidos con Simulink, se lleva a cabo mediante una herramienta de cálculo por elementos finitos, ANSYS.

Tipo de elemento usado en el modelo

La elección de los tipos de elementos necesarios para la construcción del modelo es un punto crítico a la hora de trabajar con cualquier software de elementos finitos, ya que de esta elección depende la obtención de los resultados deseados. La elección está condicionada por una serie de criterios, los cuales pueden ser agrupados en dos tipos:



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. Modelado del Autobús

Criterios prácticos

Son aquellos criterios propuestos con el fin de facilitar en la medida de lo posible el proceso de modelización. Los criterios adoptados son los siguientes:

- Uso del menor número de tipos de elementos posible: Es deseable usar el mínimo de elementos posible, ya que se ahorrarán problemas de compatibilidad y morfología entre unos elementos y otros.
- Comandos SECTYPE, SECDATA, SECOFFSET, SECWRITE y SECREAD. Permiten asignar una sección transversal creada mediante interfaz gráfica al elemento en cuestión. La ventaja de usar estos comandos es que se pueden definir las secciones de las vigas mediante sus cotas geométricas, no siendo necesario calcular su área ni sus momentos de inercia.
- Comando ESHAPE. Este comando permite visualizar como modelo sólido y no de línea los elementos del modelo. Con ello se hace más fácil la comprobación de la orientación de la sección de las vigas así como el posicionamiento del elemento dentro del modelo.

Criterios de cálculo

Este tipo de criterios deriva del tipo de análisis que se pretende llevar a cabo, así como de la morfología de la estructura a analizar. Estos dos factores determinan por completo la idoneidad de cada elemento.

- Elemento tipo viga: Debido a la morfología de la estructura, la cual esta constituida en su mayor parte de vigas huecas de sección cuadrada, la opción más factible para su simulación es el hacer uso de elementos tipo viga.
- Elemento lineal: En ANSYS se pueden usar elementos lineales o cuadráticos, que se diferencian en la existencia o no de nodos intermedios en el elemento. La utilización de un elemento lineal proporciona una mayor velocidad de cálculo a cambio de una menor precisión en los resultados, la cual puede ser crítica en determinados análisis. En principio se usarán para el modelo elementos lineales.
- Elemento tridimensional: Debido a la no repetitividad morfológica de la estructura, se hace necesario el uso de un modelo 3D, el cual estará formado necesariamente de elementos tridimensionales.
- Grados de libertad: Dentro de los tipos de elementos tridimensionales no todos poseen todos los grados de libertad posibles. El elemento que se necesita para este modelo debe poseer 6 grados de libertad: 3 de traslación y 3 de rotación.
- Esfuerzos soportados: El elemento elegido debe ser sensible a esfuerzos tanto axiales como flectores y torsores.
- Resultados deseados: El hecho de poder obtener aquellos resultados que se buscan es un factor crítico a la hora de elegir los elementos con los que se construirá el modelo de la superestructura. No todos los elementos calculan las mismas magnitudes en los mismos



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.







3. Modelado del Autobús

puntos, por lo que es muy importante que el elemento escogido permita obtener la magnitud buscada en el punto deseado.

- **Pequeñas deformaciones:** Se asume que la deformación de los elementos va a ser pequeña en comparación con su longitud. Muchos tipos de elementos en ANSYS proporcionan cobertura al cálculo de grandes deformaciones, característica innecesaria para el caso estudiado

Elección del tipo de elemento

Para la elección del elemento en cuestión se ha seguido cada uno de los criterios antes planteados. Se ha seleccionado el elemento cruzando sus características primero con los criterios de cálculo, dejando para los criterios prácticos la elección definitiva. La elección parte del conjunto de los elementos viga, como se ha propuesto en la relación de criterios. Los elementos tipo viga que ofrece ANSYS son los que aparecen en la figura 3.17.

BEAM Elements		
Structural 2-D Beam 	BEAM3 2-D Elastic Beam 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ	MP ME ST <> <> PR <> <> <> PP ED
Structural 3-D Beam 	BEAM4 3-D Elastic Beam 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	MP ME ST <> <> PR <> <> <> PP ED
Structural 2-D Beam 	BEAM23 2-D Plastic Beam 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ	MP ME ST <> <> <> <> <> <> PP ED
Structural 3-D Beam 	BEAM24 3-D Thin-Walled Beam 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	MP ME ST <> <> <> <> <> <> PP ED
Structural 3-D Beam 	BEAM44 3-D Elastic Tapered Unsymmetric Beam 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	MP ME ST <> <> PR <> <> <> PP ED
Structural 2-D Beam 	BEAM54 2-D Elastic Tapered Unsymmetric Beam 2 nodes 2-D space DOF: UX, UY, ROTZ	MP ME ST <> <> PR <> <> <> PP ED



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. Modelado del Autobús

Explicit Dynamics 	BEAM161 Explicit 3-D Beam 3 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ, VX, VY, AX, AY, AZ	<> <> <> DY <> <> <> <> <> ED
Structural 3-D Beam 	BEAM188 3-D Linear Finite Strain Beam 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	MP ME ST <> <> PR <> <> <> PP ED
Structural 3-D Beam 	BEAM189 3-D Quadratic Finite Strain Beam 3 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	MP ME ST <> <> PR <> <> <> PP ED

Figura 3.17 Tipos de elementos en Ansys

Según los criterios propuestos, se descartan todos aquellos elementos bidimensionales, cuadráticos y que no tengan los 6 grados de libertad requeridos para el análisis. Además se descarta BEAM161 por ser un elemento para análisis dinámicos, que no es el caso. Quedan por tanto como elementos seleccionables los siguientes elementos, los cuales se describen brevemente indicando las características de cada tipo de elemento para su posterior análisis, obviando aquellas características irrelevantes para el análisis planteado, como puede ser la posibilidad de analizar grandes deformaciones o el análisis con temperatura, lo cual no es importante para la simulación buscada:

- **BEAM4**

El elemento BEAM4 es un elemento uniaxial con capacidad de tensión, compresión, torsión y flexión. Este elemento posee 6 grados de libertad por nodo (traslación en x, y, z, y rotación alrededor de x, y, z). A su vez se incluye la capacidad de endurecimiento por deformación y el análisis de grandes deformaciones.

- **BEAM24**

El elemento BEAM24 es un elemento uniaxial de sección arbitraria (abierta o cerrada) con capacidad de tracción-compresión, flexión y torsión de St Venant. Posee 6 grados de libertad por nodo (traslación en x, y, z, y rotación alrededor de x, y, z). El elemento tiene capacidad de plastificación, fluencia, y dilatación en dirección axial así como una sección definida por el usuario. Si estas capacidades no son necesarias, es preferible utilizar los elementos **BEAM4** ó **BEAM44**. El elemento posee a su vez capacidad de endurecimiento por deformación, grandes deformaciones y deformación tangencial. La orientación de la viga respecto a su eje longitudinal se especifica mediante un tercer nodo.

- **BEAM44**

Es un elemento uniaxial con capacidades de tracción, compresión, torsión y flexión. El elemento posee 6 grados de libertad en cada nodo: traslación en las direcciones x, y, z, rotación alrededor de los ejes x, y, z. Este elemento admite una sección no necesariamente simétrica en cada extremo y permite desplazar los nodos extremos del eje del centroide de



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. Modelado del Autobús

la sección. Si no se necesitan estas características, puede usarse también el elemento BEAM4.

El efecto de la deformación tangencial está disponible como opción. Otra de las opciones disponibles es el representar las fuerzas que actúan sobre el elemento en las direcciones del sistema de coordenadas del elemento. También se incluyen la capacidad de endurecimiento por deformación y análisis de grandes deformaciones.

- **BEAM188**

El elemento BEAM188 es adecuado para el análisis de estructuras tipo viga relativamente gruesas. Este elemento está basado en la teoría de la viga de Timoshenko [6]. Se incluyen los efectos de las deformaciones tangenciales. Se trata de un elemento viga lineal (2 nodos) o cuadrático en 3D. Posee 6 ó 7 grados de libertad por nodo. El 7º grado es opcional, y está vinculado con la capacidad de alabeo. Este elemento es adecuado para aplicaciones lineales, grandes rotaciones y/o grandes deformaciones no lineales.

El elemento BEAM188 incluye términos de endurecimiento por deformación, permitiendo analizar problemas de estabilidad torsional, lateral y a flexión. A su vez admite modelos elásticos, de fluencia y plásticos. Una sección asociada con este elemento puede ser una sección construida referenciada a más de un material. Para utilizar materiales no lineales se recomienda usar BEAM188 o BEAM189 en lugar de BEAM44.

Teniendo en cuenta las características de los diferentes tipos de elementos, se considera que el más adecuado para el modelado del autobús es el elemento BEAM44.

Unidades en el modelo

Una de las particularidades de ANSYS es que no trabaja con unidades. El usuario es responsable de que los datos introducidos sean consistentes entre sí. Por ello es necesario definir una tabla de unidades a utilizar para asegurar su consistencia. Las unidades básicas serán las siguientes:

Longitud	mm
Masa	Tn
Tiempo	s

A partir de estas unidades básicas se derivan las de fuerza, tensiones y densidad:

$$F = m \cdot a = Tn \cdot \frac{mm}{s^2} = \frac{Kg}{1000} \cdot \frac{m \cdot 1000}{s^2} = N$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{N}{mm^2} = MPa$$

$$\rho = \frac{Tn}{mm^3}$$



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

3. Modelado del Autobús

El uso de las toneladas como unidad de masa es para obtener los esfuerzos en Newtons, ya que de otra manera no serían unidades consistentes.

$E=210000 \text{ MPa}$

$\text{Poisson}=0.31$

$\text{Densidad}=7.85 \times 10^{-9} \text{ Tn/mm}^3$

Construcción del modelo

Con los datos del material y el tipo de elemento de Ansys ya introducidos en el programa, el siguiente paso consiste en dibujar el modelo la herramienta de modelado del programa. Es la fase más laboriosa del proceso en Ansys. Una vez se dibuja el modelo, se obtiene el resultado que aparece en la figura 3.18.

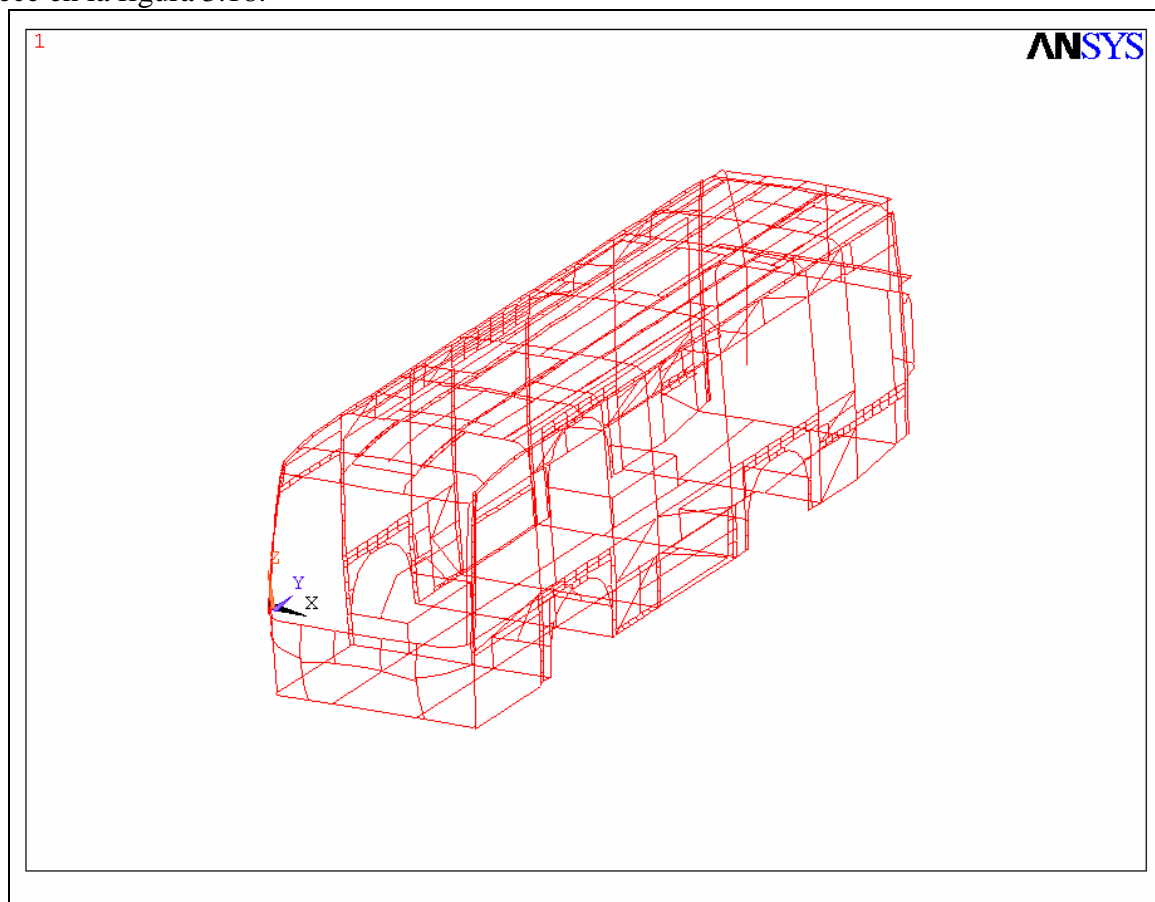


Figura 3.18. Modelo de la superestructura de un autobús urbano en Ansys

El siguiente paso consiste en introducir en Ansys las solicitaciones a las que se va a someter al modelo, simulando el ensayo real de la superestructura del autobús. Dicho proceso se explicará en el capítulo 4.

4. RESULTADOS DE SIMULACION

4.1 SIMULACIÓN MEDIANTE SIMULINK. CÁLCULO DE DESPLAZAMIENTOS EN LA SUPERESTRUCTURA DEL AUTOBÚS

En este apartado se lleva a cabo la simulación mediante el programa MATLAB-SIMULINK de la maniobra de cambio de carril en un autobús urbano. Para ello se hace uso de dicha herramienta informática y del modelo construido en el apartado 3.1.

En primer lugar se introducen en el modelo de SIMULINK todos los datos de entrada de los que se dispone para llevar a cabo el ensayo. Dichos datos se indican en la tabla 4.1. Se deben introducir datos sobre la geometría del vehículo, masas, velocidad, giro de volante, etc.

Tabla 4.1 Parámetros del autobús

VARIABLES		Ud	VALOR
lzz	Momento de inercia de guiñada de la masa suspendida	kgm ²	34917
lxzf	Producto de inercia guiñada-balanceo de la masa suspendida eje del.	kgm ²	2100
lxzr	Producto de inercia guiñada-balanceo de la masa suspendida eje tra.	kgm ²	2100
lxxf	Momento de inercia de balanceo de la masa suspendida del eje del.	kgm ²	12100
lxxr	Momento de inercia de balanceo de la masa suspendida del eje tra.	kgm ²	12100
Cf	Rigidez frente al giro en neumaticos delanteros	N/rad	582000
Cr	Rigidez frente al giro en neumaticos traseros	N/rad	783000
lf	Distancia del eje frontal al cdg	m	1,95
lr	Distancia del eje trasero al cdg	m	1,54
m	Masa total	kg	14193
mf	Masa total delantera	kg	6262.8
mr	Masa total trasera	kg	7930.2
msf	Masa suspendida eje delantero	kg	5556.8
msr	Masa suspendida eje trasero	kg	6930.2
muf	Masa no suspendida eje delantero	kg	706
mur	Masa no suspendida eje trasero	kg	1000
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²	9,8
hb	Altura del eje de torsión del chasis respect al suelo	m	0,776

4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

huf	Altura del centro de la masa no suspendida del eje delantero al suelo	m	0,53
hur	Altura del centro de la masa no suspendida del eje trasero al suelo	m	0,53
kf	Rigidez frente al balanceo de la suspensión delantera	Nm/rad	300000
kr	Rigidez frente al balanceo de la suspensión trasera	Nm/rad	500000
kb	Rigidez a torsión del chasis del vehículo	Nm/rad	629000
k_{tf}	Rigidez frente a balanceo de neumáticos delanteros	Nm/rad	3060000
k_{tr}	Rigidez frente a balanceo de neumáticos traseros	Nm/rad	5337000
bf	Coeficiente de amortiguamiento de la suspensión delantera	N/rad	100000
br	Coeficiente de amortiguamiento de la suspensión trasera	N/rad	100000
lb	Coeficiente de amortiguamiento a torsión del chasis del vehículo	N/rad	1000000
hsf	Altura del centro de la masa suspendida del. medida desde el suelo	m	1,47
hsr	Altura del centro de la masa suspendida tra. medida desde el suelo	m	1,47
hf	altura de la masa suspendida delantera desde el eje de balanceo	m	0,32
hr	altura de la masa suspendida trasera desde el eje de balanceo	m	0,32
r	altura eje balanceo	m	1,15

El ensayo que se va a simular es el de la maniobra de cambio de carril en un autobús urbano. El vehículo circula a 72 km/h, y para realizar el cambio de carril se aplica a la dirección un giro de 6°, tal y como se muestra en la figura 4.1. Estos dos datos, junto con los mostrados en la tabla 4.1 se introducen en el programa SIMULINK. La simulación dura 8 s.

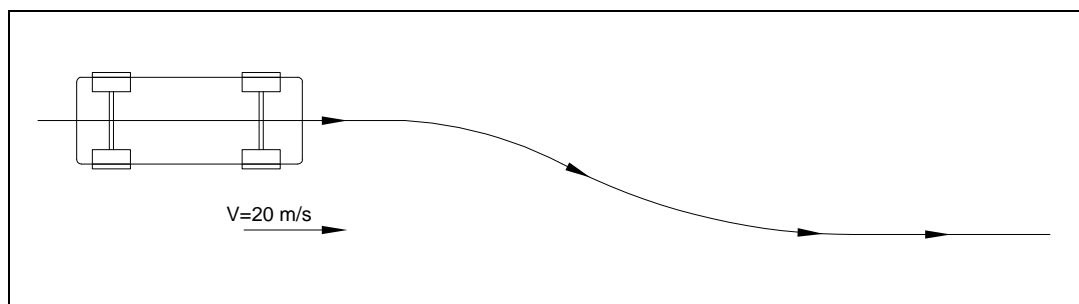


Figura 4.1 Trayectoria del autobús

Para estudiar mejor el comportamiento del autobús, en el diagrama de bloques (Figura 4.2) se han dispuesto varios displays para observar la evolución de diferentes parámetros del autobús, tales como los ángulos de balanceo, guiñada, etc. Con el diagrama de bloques previamente construido, se obtienen los siguientes datos de salida:

- Ángulo de guiñada W
- Ángulo de deslizamiento lateral β
- Ángulo de balanceo de la masa suspendida delantera Φ_f

- Ángulo de balanceo de la masa suspendida trasera Φ_r
- Ángulo de balanceo de la masa no suspendida delantera Φ_{tf}
- Ángulo de balanceo de la masa no suspendida trasera Φ_{tr}
- Transferencia de carga normalizada R_f R_f

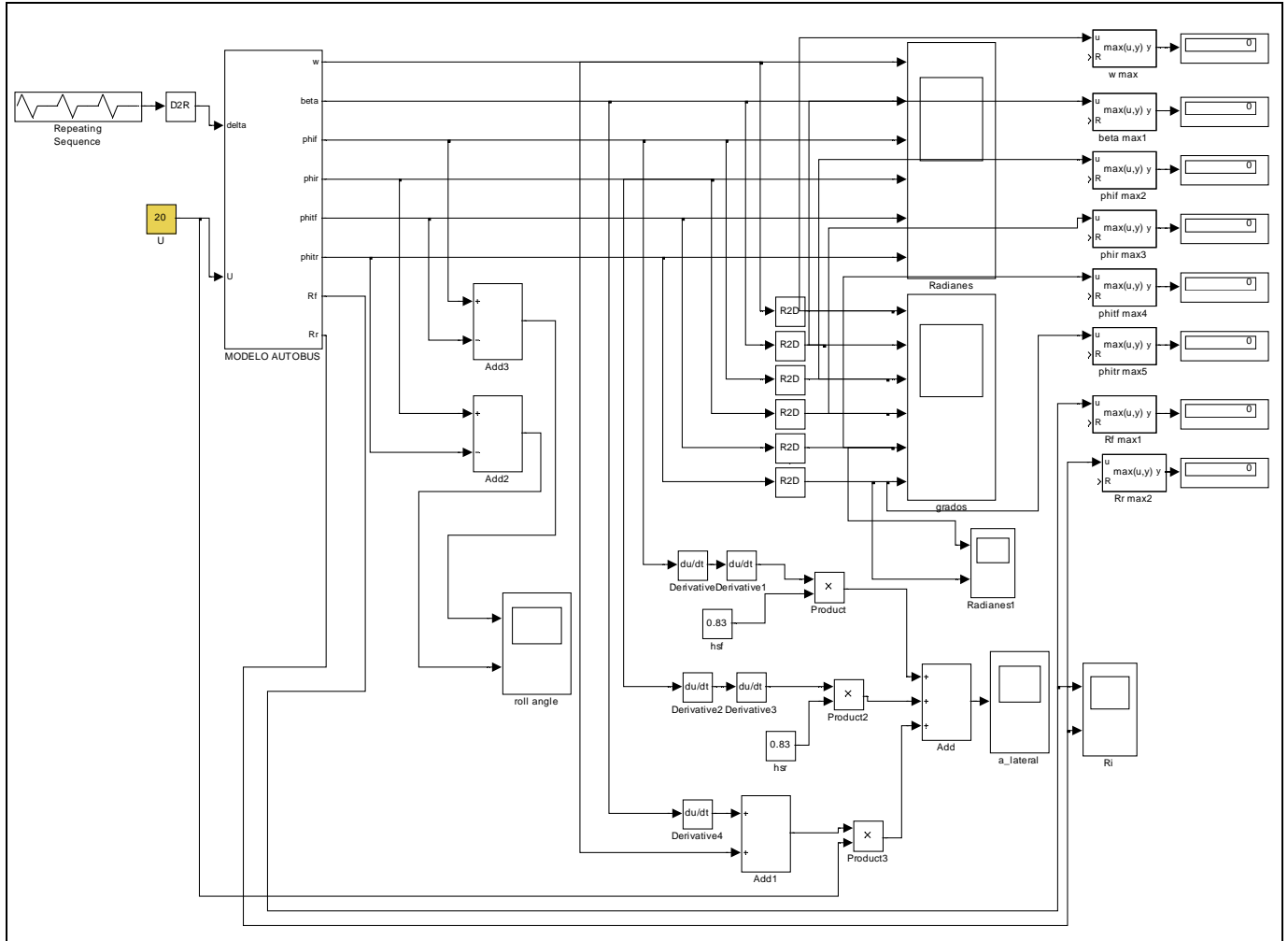


Figura 4.2 Diagrama de bloques final del modelo

4.1.1 Simulación del ensayo de cambio de carril

Una vez se introducen los parámetros del autobús indicados en la tabla 4.1 y los datos de velocidad y ángulo de giro previamente indicados, se procede a iniciar la simulación del ensayo en Simulink. En primer lugar se va a estudiar un caso inicial, con una velocidad del vehículo de 20 m/s. Posteriormente se estudiarán 7 casos más variando diferentes parámetros del ensayo.

Caso 1

En las simulaciones realizadas se obtienen las siguientes gráficas (Fig 4.3 a Fig 4.9) para los diferentes parámetros a analizar. En dichas gráficas se representa en el eje de abscisas el tiempo (0-8 s) y la variable a estudiar en el eje de ordenadas.

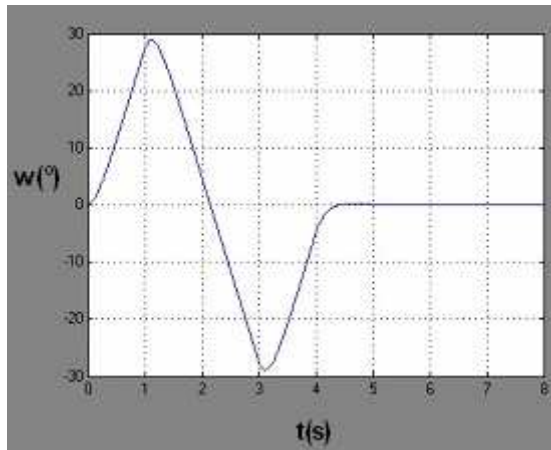


Figura 4.3. Ángulo de guiñada 'W' (°).

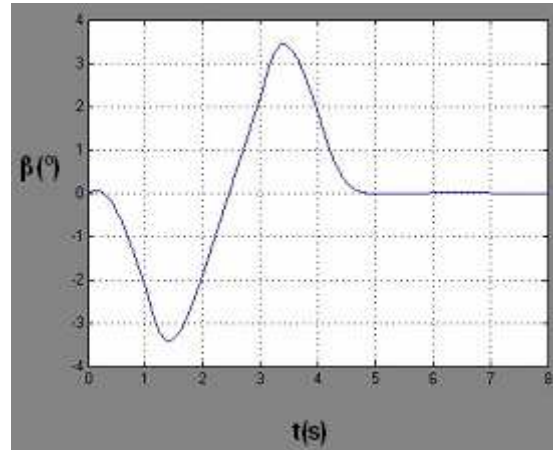
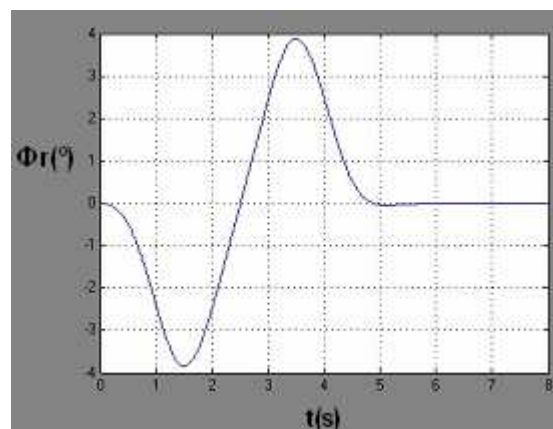
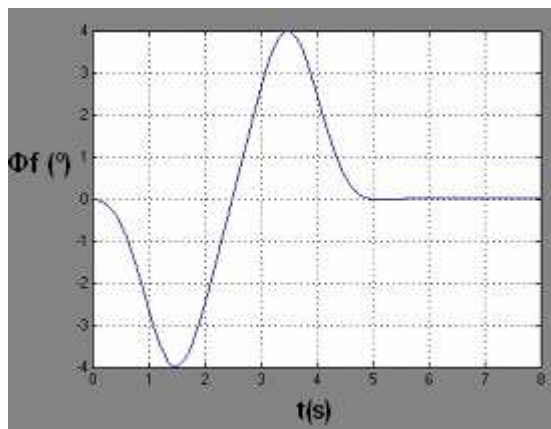
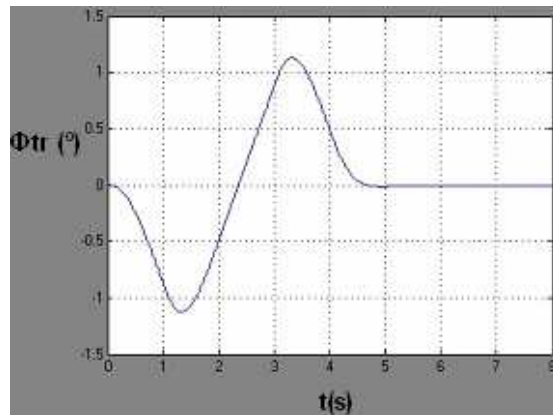
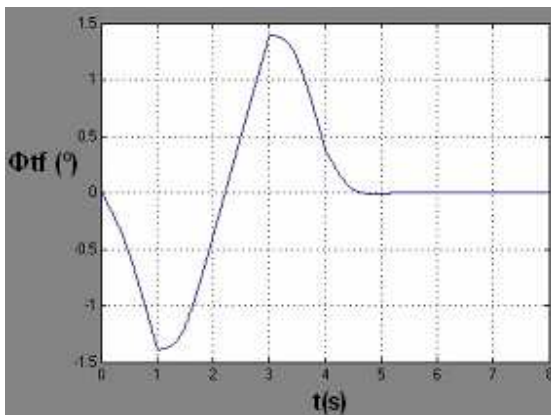


Figura 4.4. Ángulo de deslizamiento lateral 'β' (°).



Figuras 4.5. y 4.6 Ángulo de balanceo de la masa suspendida delantera 'Φ_f' (°) y trasera 'Φ_r' (°).



Figuras 4.7 y 4.8 Ángulo de balanceo de la masa no suspendida delantera 'Φ_{tf}' (°) y trasera 'Φ_{tr}' (°).



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

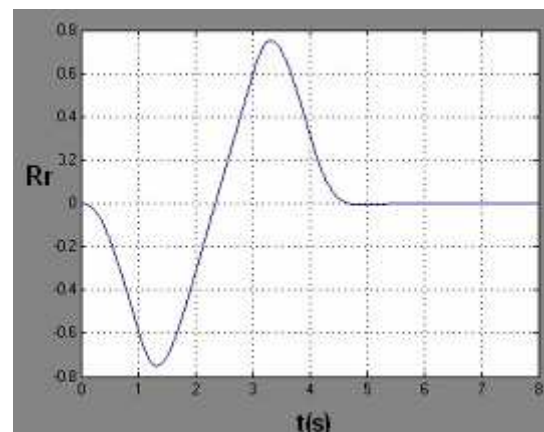
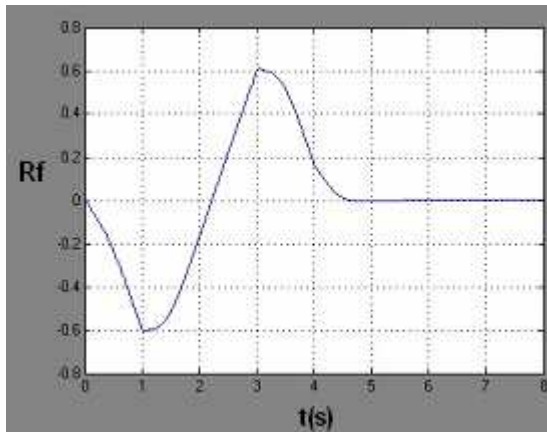


Figura 4.9. y 4.10 Transferencia de carga normalizada eje delantero ' R_f ' y trasero ' R_r '

En la tabla 4.2 se indican los valores máximos obtenidos en la simulación para este caso 1.

Tabla 4.2 Resultados

	V(m/s)	w(°)	B(°)	phif(°)	phir(°)	phitf(°)	phitr(°)	Rf	Rr
CASO 1	20	28,82	3,429	3,988	3,874	1,401	1,13	0,6096	0,7527

Como puede verse en las gráficas anteriores y en la tabla 4.2., el autobús no vuelca en esta maniobra de cambio de carril, ya que la transferencia de carga normalizada es menor que 1. En este tipo de maniobras, que suelen realizarse cuando el vehículo tiene que sortear un obstáculo que se encuentra en su carril, o un vehículo que se detiene de repente, la acción que debe realizar el conductor en primer lugar es pisar el freno, y acto seguido soltarlo (en vehículos con ABS no es necesario) y proceder al cambio de carril. Teniendo en cuenta que la velocidad máxima permitida para un autobús es de 27,78 m/s y que efectúa una frenada antes de realizar el giro, simular esta situación a una velocidad de 20m/s es bastante realista, y sus resultados dirán bastante acerca del comportamiento del vehículo en un caso real.

En la tabla 4.3 se muestra un resumen de los ensayos del 1 al 11. En estos ensayos se van modificando los valores de la velocidad del vehículo (caso 2), altura del centro de gravedad (caso 3), reparto de pesos en cada eje (casos 4 y 5), rigidez a torsión del chasis del vehículo (casos 6, 7 y 8) y rigidez frente a balanceo de la suspensión delantera/trasera (Casos 9, 10 y 11).

Tabla 4.3. Valores máximos de las variables estudiadas para los casos del 1 al 11.

CASO		V(m/s)	w(°)	B(°)	phif(°)	phir(°)	phitf(°)	phitr(°)	Rf	Rr
1	Inicio	20	28,82	3,429	3,988	3,874	1,401	1,13	0,6096	0,7527
2	V=25m/s	25	34,14	5,938	5,778	5,654	1,975	1,635	0,8593	1,089
3	hsf=hsr=1,27m	20	28,82	3,378	2,12	2,003	1,227	0,953	0,5337	0,6346
4	Reparto pesos 40/60	20	33,28	4,587	4,588	4,515	1,46	1,373	0,7009	0,8514
5	Reparto pesos 50/50	20	23,89	2,196	3,326	3,17	1,331	0,8661	0,5112	0,6445
6	Kb=10000 Nm/rad	20	28,82	3,428	3,967	3,882	1,399	1,131	0,6085	0,7531
7	Kb=300000 Nm/rad	20	28,82	3,429	3,989	3,871	1,401	1,13	0,6096	0,7525
8	Kb=900000 Nm/rad	20	28,82	3,429	3,979	3,881	1,4	1,131	0,6093	0,7531
9	Kf=1000000 Nm/rad	20	28,89	3,43	2,918	2,806	1,522	1,033	0,6624	0,688
10	Kr=1000000 Nm/rad	20	28,87	3,422	3,055	2,872	1,325	1,176	0,5766	0,7833
11	Kf=Kr=1000000 Nm/rad	20	28,89	3,424	2,49	2,316	1,424	1,087	0,6197	0,7241



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

En un primer análisis de los resultados, observando en la tabla 4.3 los valores obtenidos en la simulación, se puede ver que tal y como se comentó anteriormente, el autobús realizando la maniobra de cambio de carril a 20 m/s con el giro de dirección impuesto de 6° no vuelca, ya que los valores de transferencia de carga normalizada son menores que uno. Los valores de transferencia de carga normalizada R_f y R_r por debajo de 1 indican que los neumáticos no pierden el contacto total con el asfalto. Es necesario hacer la maniobra a más de 25 m/s para conseguir que el neumático trasero derecho se despegue del suelo, y aún así los delanteros permanecen en contacto con el suelo.

El principal problema de los autocares frente al vuelco es la elevada posición de su centro de gravedad. En el caso 3, se prueba a bajar el centro de gravedad de la masa suspendida delantera y trasera, y se puede observar la mejora tan notable que se produce en balanceo y en transferencia de carga en ambos ejes.

En los casos 4 y 5, se procedió a modificar el reparto de pesos en cada eje del vehículo, pasando más peso al eje trasero en el caso 4 (reparto 40%-60%), o igualando el reparto de pesos en el caso 5. El punto de partida es un reparto del 44%-56% en el autobús original. En el caso 4 se observó que aumentó el balanceo en ambos ejes, así como la transferencia de carga normalizada, aunque sin llegar a volcar el autobús. En el caso 5, al transferir más peso al eje delantero, se observa una reducción en el balanceo del vehículo, así como en la transferencia de carga.

En los casos 6, 7 y 8, se prueba a modificar la rigidez a torsión del chasis del autobús, reduciéndola (casos 6 y 7) o bien aumentándola (caso 8). El resultado obtenido es que el balanceo y la transferencia de carga apenas varían modificando la rigidez en un 50% aproximado, al aumentarla y al reducirla en los casos 7 y 8. Sin embargo, al reducir la rigidez a torsión a 10000 Nm/rad, se observa un mayor balanceo en el eje trasero mientras que en el delantero el balanceo disminuye.

En cuanto a los casos 9 y 10, si se aumenta la rigidez a balanceo de las suspensiones delantera y trasera, se observa que la masa suspendida balancea menos, y que la transferencia de carga aumenta en el eje en el que se aumenta la rigidez a balanceo. En el caso 9 se consigue una transferencia de carga más igualada entre el eje delantero y el trasero, pero si se aumenta la rigidez en la suspensión trasera, se acentúa la diferencia de transferencia de carga entre ambos ejes.

Por último, si se aumenta a la vez la rigidez en ambos ejes (caso 11), se consigue un menor balanceo y una transferencia de carga más homogénea entre ambos ejes, aunque de estos tres últimos casos, la mejor medida a tomar es aumentar la rigidez en la suspensión delantera (caso 8) para conseguir un mejor comportamiento del autobús en la maniobra del cambio de carril. Aunque se consiguen mejores resultados todavía si se iguala el reparto de pesos entre el eje delantero y trasero, consiguiendo valores de la transferencia de carga por debajo de 0,65 en ambos ejes.

4.2 SIMULACIÓN MEDIANTE ANSYS. CÁLCULO DE ESFUERZOS EN LA SUPERESTRUCTURA DEL AUTOBÚS

En este apartado se lleva a cabo la simulación mediante el programa ANSYS de la maniobra de cambio de carril en un autobús urbano. Para ello se hace uso de dicha herramienta informática y del modelo construido en el apartado 3.2.

A partir del ensayo realizado en Simulink se han obtenido los giros que se producen en las masas no suspendidas del eje delantero (Φ_{tl}) y eje trasero (Φ_{tr}). El siguiente paso a realizar es tomar estos resultados obtenidos, y calcular los desplazamientos a los que se somete la estructura del autobús. El modelo de Simulink es un modelo con el que se estudia el comportamiento de la masa suspendida y de la no suspendida en la maniobra de cambio de carril. Pero para estudiar el comportamiento y las deformaciones de la estructura del autobús, es necesario generar un modelo en Ansys en el que se obtengan unos resultados con los que poder tomar decisiones con el objetivo de mejorar la seguridad del autobús. En la figura 4.19 se representa la relación entre los dos modelos.

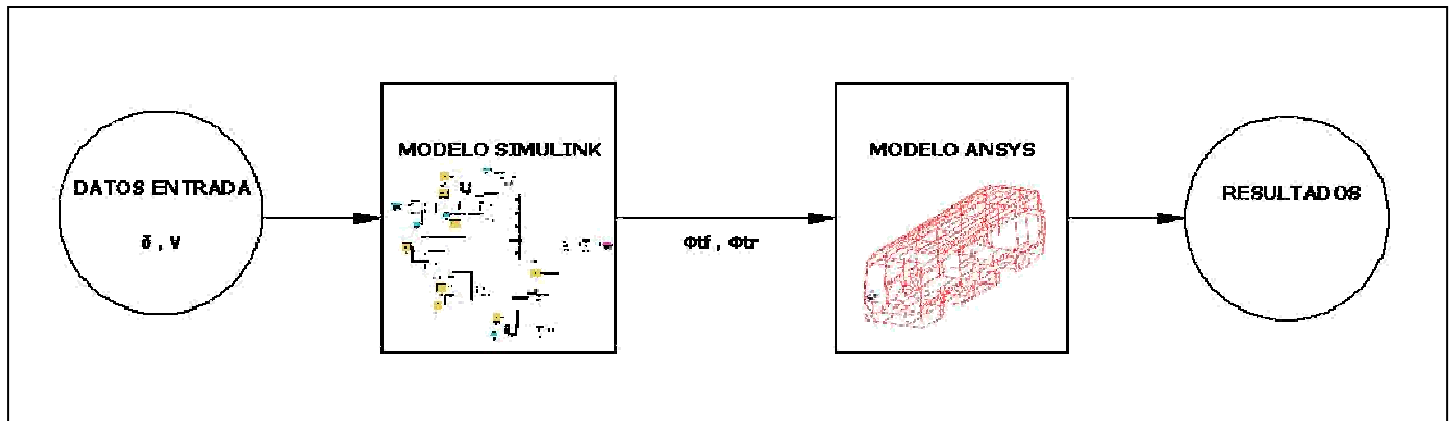


Figura 4.19. Esquema del ensayo sobre un autobús..

Por ello, una vez obtenidos los giros de las masas no suspendidas delantera y trasera, el siguiente paso es transformar esos giros en desplazamientos verticales que se aplicaran a la superestructura del autobús. Estos desplazamientos se localizan en 4 puntos de la superestructura, 2 por cada eje. Sin embargo, para este ensayo los desplazamientos en el eje trasero se aplican sobre 4 puntos, 2 por rueda, para obtener un resultado correcto. Con los datos de los giros, y las distancias entre los puntos de aplicación de los desplazamientos, se obtienen dichos desplazamientos.

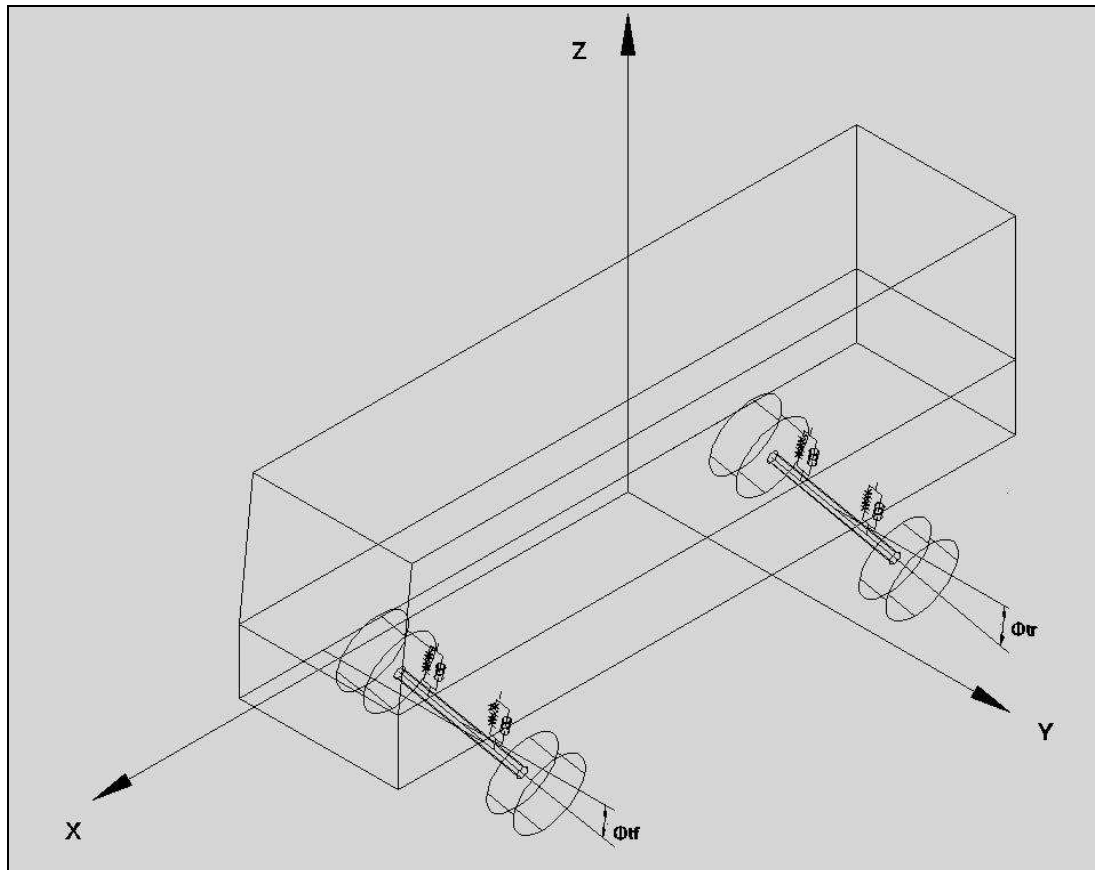


Figura 4.20 Giros en la masa no suspendida en ejes delantero y trasero.

En el ensayo con simulink se realizó un ensayo inicial, y posteriormente una serie de ensayos adicionales modificando ciertos parámetros del autobús. En este apartado se estudiará el comportamiento de la superestructura en el caso inicial, en el que el autobús no vuelca.

El cálculo de los desplazamientos verticales en ambos ejes a partir de los ángulos de giro se realiza de la manera siguiente:

-eje delantero

$$\Delta z_f = \operatorname{tg}(\phi_f) \times 0.5 \times D_f = 0,01946 \text{ m} \quad [4.1]$$

donde:

D_f es la distancia entre puntos apoyo eje: 1,592 m
 Φ_{tf} es el ángulo de giro de la masa no suspendida del eje: 1.401°

-eje trasero

$$\Delta z_r = \operatorname{tg}(\phi_r) \times 0.5 \times D_r = 0,01283 \text{ m} \quad [4.2]$$

donde:

Distancia entre puntos apoyo eje (D_r): 1,301 m
 Ángulo de giro de la masa no suspendida del eje (Φ_{tr}): 1.130°

Una vez obtenidos los desplazamientos que se inducen en la superestructura desde el eje delantero y el eje trasero, el siguiente paso es aplicar dichos desplazamientos en el modelo en los nodos correspondientes, tal y como se indica en la figura 4.22. Una vez introducido el estado de cargas, se procede a llevar a cabo la simulación. Los desplazamientos inducidos a la superestructura son los siguientes:

4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

$$\begin{aligned}\Delta z_{f,2512} &= 0,01946 \text{ m} & \Delta z_{f,2527} &= -0,01946 \text{ m} \\ \Delta z_{f,621} &= 0,01283 \text{ m} & \Delta z_{f,2612} &= 0,01283 \text{ m} \\ \Delta z_{f,2623} &= -0,01283 \text{ m} & \Delta z_{f,1052} &= -0,01283 \text{ m}\end{aligned}$$

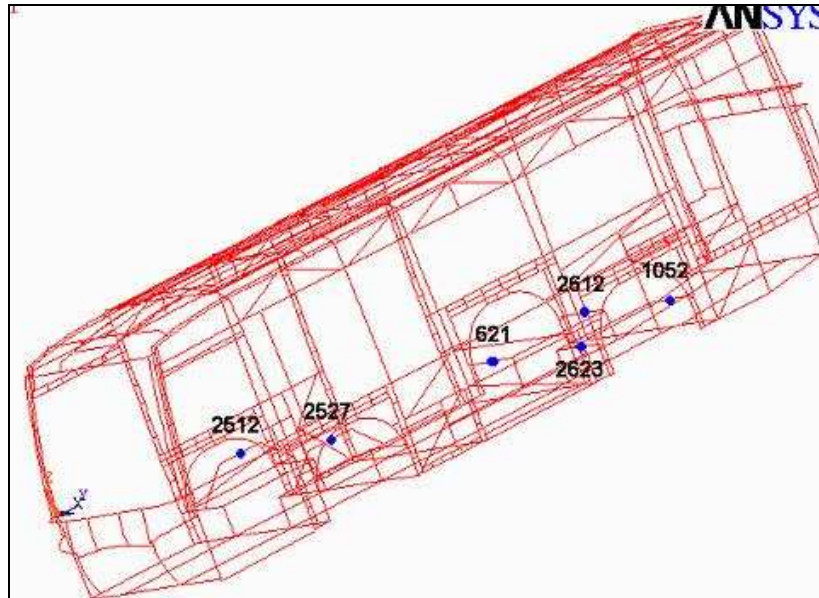


Figura 4.21 Nodos del modelo sobre los que se aplican los desplazamientos en el estado de cargas.

El siguiente paso es iniciar la simulación del ensayo en ANSYS.

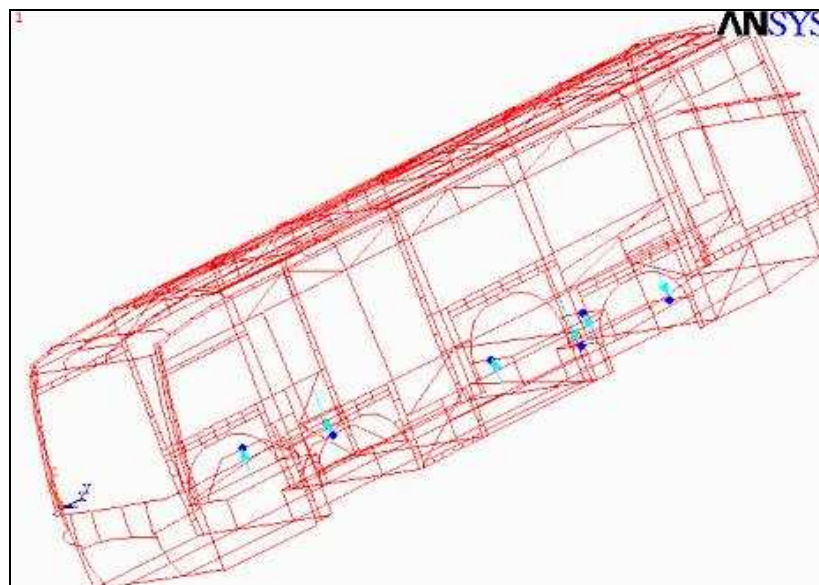


Figura 4.22 Estado de cargas compuesto por desplazamientos en el eje Z en los nodos que representan la unión entre la masa no suspendida y la suspendida de cada eje.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

4.2.1 Análisis de los resultados

Una vez se ha llevado a cabo la simulación en Ansys, se obtiene un listado con las tensiones en los diferentes elementos que componen el modelo de la superestructura. De este listado se extraen cuáles son las tensiones máximas y mínimas que se alcanzan en la simulación, y qué elementos sufren estas tensiones. El criterio de signos que sigue Ansys para los esfuerzos de tracción-compresión son tracción (+) y compresión (-). Los resultados obtenidos (medidos en (MPa)) son los siguientes:

STAT ELEM	CURRENT SMAXI	CURRENT SMAXJ
MINIMUM VALUES		
ELEM	1731	121
VALUE	-14.811	-12.072
MAXIMUM VALUES		
ELEM	1305	1305
VALUE	327.37	343.04

El límite elástico del acero de la estructura es de 250 MPa. Aplicando un coeficiente de seguridad del 10%, se obtiene que ninguna parte de la superestructura debe superar 225 MPa, el material no debe plastificar. Las tensiones máximas en el modelo de la superestructura del autobús se encuentran en la zona inferior de la superestructura, y es el elemento 1305, ubicado en el eje delantero, en donde se producen las mayores tensiones. Este elemento se encuentra en una zona cercana al apoyo de la masa suspendida en la zona derecha del eje (Fig 4.14). En esa zona se produce plastificación del material, ya que se supera el límite elástico. Es una zona que se debe reforzar para evitar deformaciones plásticas en ella. Las tensiones mínimas se encuentran en el elemento 1731, ubicado en un travesaño en el lateral de la superestructura, en la zona alta, como se puede ver en la figura 4.23.

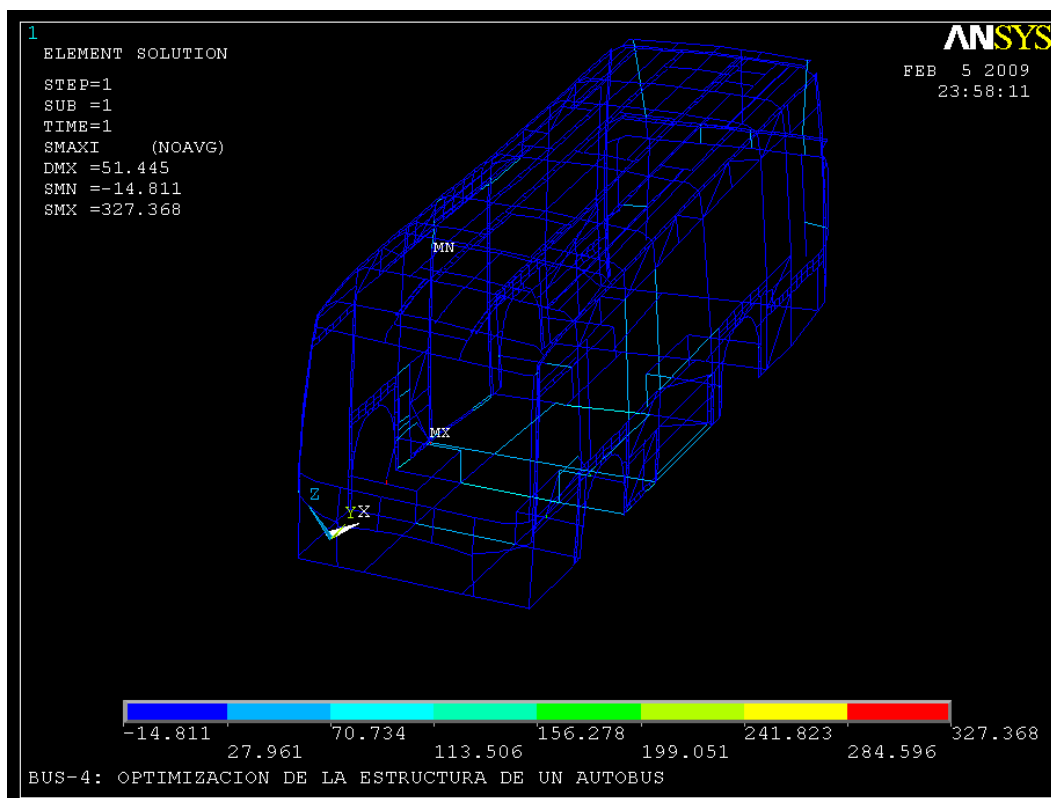


Figura 4.23 Modelo de superestructura del autobús indicando las zonas de máximos esfuerzos.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

En la figura 4.24 se puede observar fácilmente cómo realiza el movimiento de torsión la estructura del autobús al hacer la maniobra de cambio de carril. Un valor correcto de la rigidez a torsión de la estructura garantiza una buena estabilidad del autobús, siendo perjudicial tanto un valor elevado de rigidez como un valor pequeño.

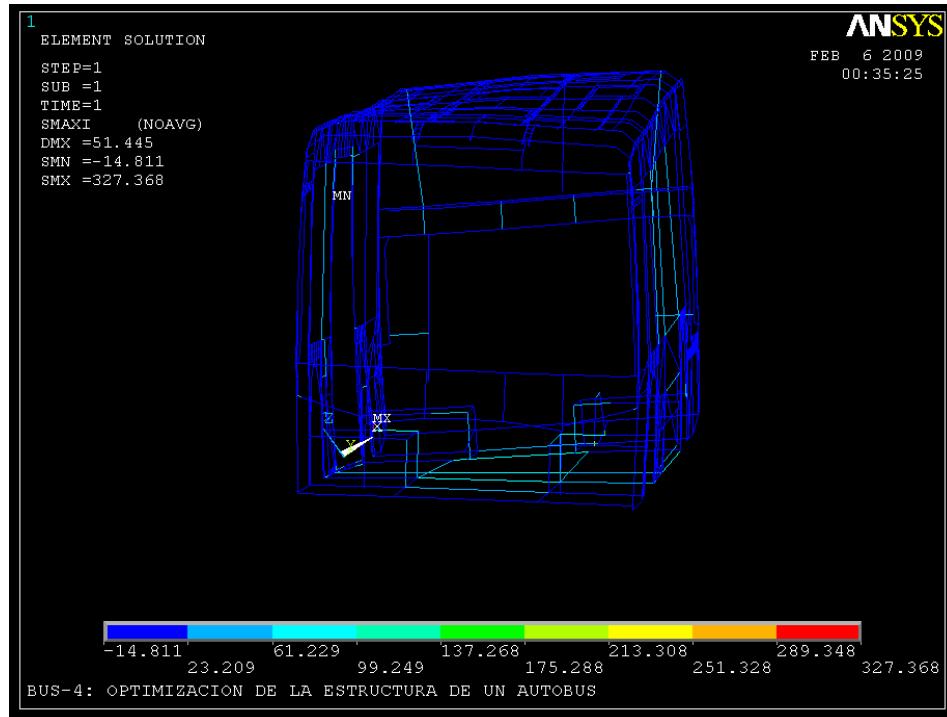


Figura 4.24 Torsión de la superestructura del autobús.

En las figuras 4.25 y 4.26 se pueden ver los detalles de las zonas de máxima y mínima tensión respectivamente.

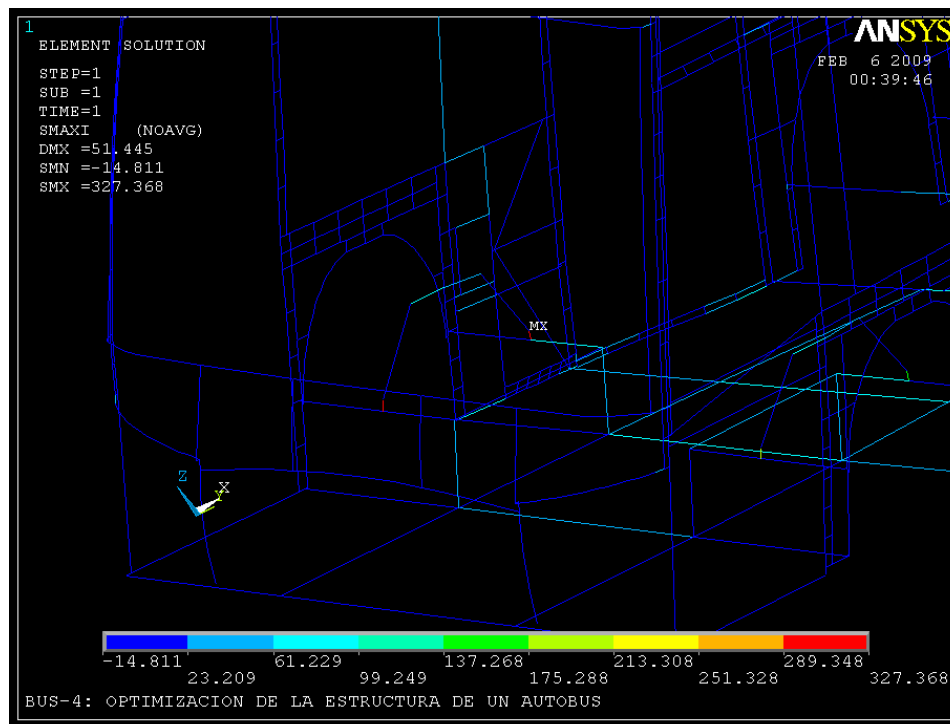


Figura 4.25. Zona de máximos esfuerzos de tracción ubicada en el eje delantero.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

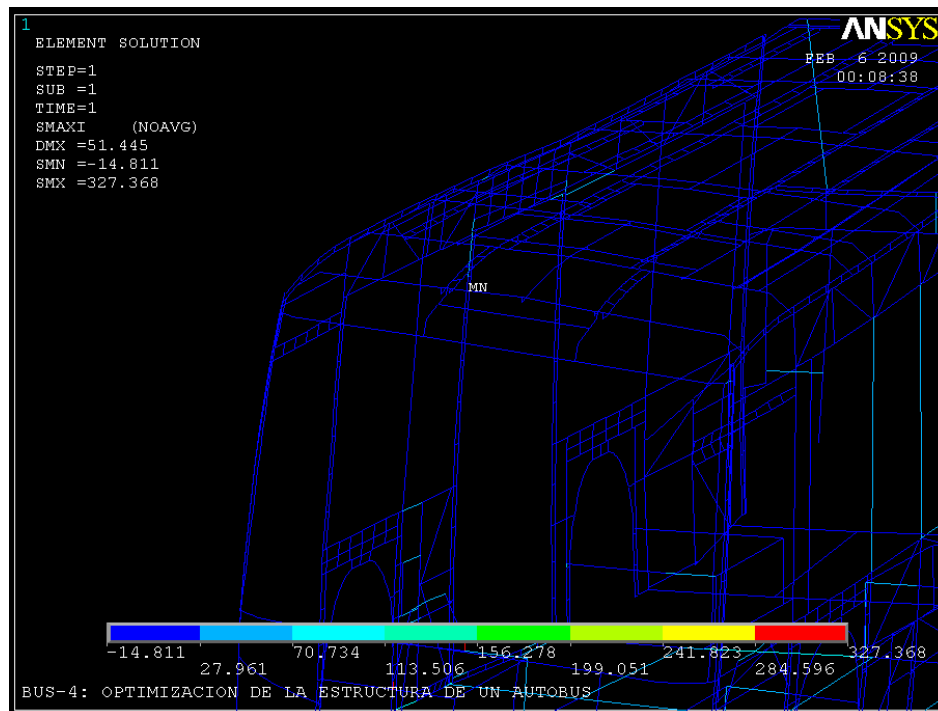


Figura 4.26 Zona de máximos esfuerzos a compresión, ubicada en la zona lateral superior derecha del autobús.

Estudiando los resultados obtenidos, queda claro que la zona que mayores tensiones sufre es la zona inferior de la estructura del autobús. Se deberá reforzar dicha zona para evitar que se plastifique sin que ello implique una reducción en los niveles de seguridad del vehículo.

5. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

5.1 CONCLUSIONES

Una vez realizada la simulación de la maniobra de cambio de carril del autobús con los programas Simulink y Ansys en las condiciones indicadas en el capítulo 4, y observando los resultados obtenidos en dicho capítulo, se puede decir que el comportamiento de la estructura del autobús alcanza un nivel acorde a los requerimientos que le exige en este tipo de vehículos. Pero ello no significa que no se puedan introducir mejoras para mejorar la seguridad del vehículo y prevenir en la medida de lo posible los accidentes por vuelco.

En el capítulo 4 se sometió al autobús a una serie de ensayos resumidos en la tabla 4.3, estudiando una serie de casos modificando varios parámetros del autobús, como son la distribución de pesos, velocidad, altura de la masa suspendida, rigidez a torsión, rigidez de la suspensión, etc. En resumen, las conclusiones que se pueden sacar a raíz de este estudio son las siguientes:

- **Velocidad**: Es elemental que a mayor velocidad del vehículo mayor probabilidad de vuelco. Cuando el autobús realizaba la maniobra de cambio de carril a 20 m/s no volcaba. Es necesario hacer la maniobra a más de 25 m/s para conseguir que el neumático trasero derecho se despegue del suelo, y aún así los delanteros permanecen en contacto con el suelo.
- **Altura de la masa suspendida**: Uno de los principales problemas de los autocares frente al vuelco es la elevada posición de su centro de gravedad. En el caso 3, se probó a bajar el centro de gravedad de la masa suspendida delantera y trasera, y se pudo observar la mejora tan notable que se produjo en balanceo y en transferencia de carga en ambos ejes. Por este motivo es tan importante que a la hora de diseñar un autocar se ubique el centro de gravedad en la posición más baja posible.
- **Reparto de pesos**: El reparto de pesos resultó ser otro parámetro cuya modificación produjo cambios importantes en el comportamiento del autobús frente al vuelco. El punto de partida es un reparto del 44%-56% en el autobús original. En los casos 4 y 5, se procedió a modificar el reparto de pesos en cada eje del vehículo, pasando más peso al eje trasero en el caso 4 (reparto 40%-60%), o igualando el reparto de pesos en el caso 5. En el caso 4 se observó que aumentó el balanceo en ambos ejes, así como la transferencia de carga normalizada, aunque sin llegar a volcar el autobús. Sin embargo, en el caso 5, al transferir más peso al eje delantero, se observa una reducción en el balanceo del vehículo, así como en la transferencia de carga. Es por ello que otro factor importante a tener en cuenta en el diseño de autocares es el de igualar en la medida de lo posible el reparto de pesos entre ambos ejes. Es una de las medidas más efectivas.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

5. Conclusiones y desarrollos futuros

- **Rigidez a torsión:** Otro elemento importante en el diseño de la estructura de los autocares es su rigidez a torsión. En los casos 6, 7 y 8, se probó a modificar la rigidez a torsión del chasis del autobús, reduciéndola (casos 6 y 7) o bien aumentándola (caso 8). El resultado obtenido es que el balanceo y la transferencia de carga apenas varían modificando la rigidez en un 50% aproximado, al aumentarla y al reducirla en los casos 7 y 8. Sin embargo, al reducir la rigidez a torsión a 10000 Nm/rad, se observa un mejor balanceo en el eje delantero, pero un mayor balanceo en el eje trasero, por lo que no es conveniente diseñar un chasis con una rigidez tan baja.
- **Rigidez a balanceo de la suspensión:** Otro parámetro que resultó importante a la hora de estudiar el comportamiento frente al vuelco del autobús fue la rigidez a balanceo de la suspensión. En los casos 9 y 10, se aumentó la rigidez en ambos ejes, y se observó que la masa suspendida balanceaba menos, y que la transferencia de carga aumenta en el eje en el que se aumenta la rigidez a balanceo. En el caso 9 se consigue una transferencia de carga más igualada entre el eje delantero y el trasero, pero si se aumenta la rigidez en la suspensión trasera, se acentúa la diferencia de transferencia de carga entre ambos ejes. Por último, si se aumenta a la vez la rigidez en ambos ejes (caso 11), se consigue un menor balanceo y una transferencia de carga más homogénea entre ambos ejes. De los tres casos estudiados, se observó que la mejor medida a tomar es aumentar la rigidez en la suspensión delantera (caso 8) para conseguir un mejor comportamiento del autobús en la maniobra del cambio de carril.

Una vez se obtuvieron los resultados comentados mediante las simulaciones con SIMULINK, se procedió a estudiar con el programa de elementos finitos ANSYS los esfuerzos a los que se somete a la superestructura en cada caso. Las zonas que sufren mayores esfuerzos se localizaron en la parte inferior de la superestructura, entre los ejes delantero y trasero, acentuándose en el apoyo de la suspensión delantera. Son zonas que en ciertas condiciones pueden sufrir deformaciones irreversibles, al superarse el límite elástico del material, por lo que se deben reforzarse dichas zonas a fin de evitar que plastifiquen. En todos los casos estudiados, las zonas de la superestructura con mayores esfuerzos fueron las mismas, la zona inferior de la superestructura entre ejes, y el apoyo de la suspensión delantera (elemento 1305). El caso con mayores esfuerzos fue el caso 2 (Autobús a 25 m/s), con 478,58 Mpa, muy por encima del límite elástico del acero (250 MPa). Por ello es necesario un refuerzo de esta zona de la estructura para prevenir daños en ésta.

5.2 DESARROLLOS FUTUROS

No cabe duda que los trabajos e investigaciones a realizar en materia de seguridad en vehículos deben ser un proceso continuo, dado el número tan elevado de víctimas en accidentes de tráfico que se producen todos los años en las carreteras. Un trabajo como el realizado en este proyecto es tan sólo un pequeño intento de aportar más información y posibles mejoras en este tipo de vehículos. Los trabajos futuros que se pueden realizar como continuación de este proyecto son los siguientes:

- Realizar un trabajo de mejora en la superestructura, aumentando la rigidez en las zonas donde se observó que podía plastificar el material, y una vez estudiada esa mejora en la superestructura, volver a realizar la simulación con Ansys para estudiar los resultados obtenidos.
- Realizar un estudio de mejora en el reparto de pesos en el autobús. El objetivo sería mejorar el reparto de pesos entre ejes, y por otro lado reducir la altura del centro de gravedad. Estas



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

5. Conclusiones y desarrollos futuros

dos medidas resultaron ser las dos más efectivas para reducir los balanceos y la transferencia de carga.

- Realizar un ensayo similar, con el mismo autobús, pero en vez de simular un cambio de carril, simular una maniobra de giro en J, un cambio de sentido realizando un giro de 180°. Y una vez realizado dicho ensayo, comparar los resultados con los obtenidos en este proyecto, y establecer las conclusiones oportunas.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Raúl Expósito. “Estudio del chasis de un autobús urbano”. Proyecto fin de carrera. Univ. Carlos III. 2007
- [2] Estadística del parque nacional de vehículos hasta 2007. Disponible en www.ine.es
- [3] “La Seguridad en los autocares”. Dossier del Real Automóvil Club de Cataluña. Disponible en www.racc.es
- [4] César Fernández Ovejero “Simulación mediante LS-DYNA de un ensayo de vuelco de un autobús según el reglamento R66”. Proyecto fin de carrera. Univ. Carlos III. 2008
- [5] “Mejora de la Seguridad de Autobuses y Autocares en España. Un Breve Recorrido por el Proceso de Reglamentación y Homologación” Artículo de la Revista Viajeros On Line nº100. Septiembre 2004.
- [6] J. Gwehenberger “ECBOS (Enhanced Coach and Bus Occupant Safety) Work-Package 1”. Universidad de Graz, 2002
- [7] G. Belingardi, P. Martella y L.Peroni “Coach passenger injury risk during rollover: influence of the seat and the restraint system”. 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles – ESV. Vol.1
- [8] David J.M. Sampson “Active Roll Control of articulated Heavy Vehicles”. Cambridge University Engineering Department, 2000.
- [9] C.B.Winkler, D. Blower, R.D.Ervin, and R.M.Chalasani. “Rollover of Heavy Commercial Vehicles” SAE, Warrendale, PA, USA, 2000.
- [10] C.B.Winkler, S.E. Bogard, A. Horsman, D. Blower, R.D.Ervin, C. Mink and S. Karamihas. Evaluation of innovative converter dollies. Technical Report UMTRI-93-47, University of Michigan Transportation Research Institute, Ann Arbor, MI, EEUU, 1993.
- [11] H.E. Harris “Hydraulic control systems”. John Wiley & Sons, New York, NY, USA, 1967
- [12] E-Ch.Von Glasner. Active safety of commercial vehicles. In Proc. 2nd International Symposium on Advanced Vehicle Control. Tsukuba, Japón. 1994
- [13] C.B.Winkler, and R.D.Ervin. “On-Board Estimation of the rollover threshold of tractor semitrailers. In Proc. 16th IAVSD Symposium on the dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, pages 540-551, Pretoria, South Africa, 1999.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [14]** C.B.Winkler and R.D.Ervin. “Rollover of Heavy Commercial Vehicles” Technical Report UMTRI-99-19, University of Michigan Transportation Research Institute, Ann Arbor, MI, EEUU, 1999.
- [15]** C.B.Winkler, D. Blower, R.D. Ervin y R.M. Chalasani “Rollover of Heavy Commercial Vehicles”. SAE Warrendale, PA, EEUU. 2000
- [16]** L. Segel. “Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of an automobile to steering control”. Proc. IMechE, Automotive Division, Págs. 310-330. 1956-57.
- [17]** R. C. Lin “An Investigation of Active Roll Control for Heavy Vehicle Suspensions. PhD thesis, University of Cambridge, Cambridge, UK, 1994.
- [18]** David J.M. Sampson y David Cebon. “Active Roll Control of Single Unit Heavy Road Vehicles”. Cambridge University Engineering Department, 2002.
- [19]** J.Alberdi. “Modelización y contraste teórico experimental de amortiguadores monotubo. Aplicación al Melmac Tenroj T600 TT.” Universidad de Navarra. 2002
- [20]** ANSYS Release 8.0 Documentation
- [21]** “SIMULINK. Simulation and model-based design” Using Simulink Manual. 6th version

A.1 MATLAB-SIMULINK

A.1.1 Introducción

En este apartado se va a proceder a describir las principales características del programa Matlab-Simulink, explicando brevemente su funcionamiento e indicando cómo se representa un modelo con este programa y qué tipo de cálculos y pruebas se pueden llevar a cabo con él.

Simulink es un programa que permite modelar, simular y analizar sistemas cuyas salidas varían con el tiempo. Estos sistemas son los sistemas dinámicos. Simulink puede ser utilizado para estudiar el comportamiento de un abanico de sistemas reales bastante amplio, desde circuitos eléctricos hasta sistemas de frenado, sistemas termodinámicos, y una gran variedad de sistemas mecánicos, como el que es objeto de estudio en este proyecto.

Utilizando la herramienta Simulink, simular un sistema dinámico es un proceso de dos etapas. En primer lugar, el usuario crea el diagrama de bloques, utilizando el editor de modelos de Simulink, para representar gráficamente las relaciones matemáticas (variables con el tiempo) entre las distintas entradas, salidas y estados del sistema. El siguiente paso es ordenar al programa que haga la simulación del sistema desde el instante inicial hasta el instante final [21].

A.1.2 Simulación y análisis

A.1.2.1 Diagramas de bloques

Simulink y los Toolboxes de Matlab permiten moverse sobre varios niveles de modelado diseño y simulación. Se pueden utilizar los modelos Simulink para simulación, linealización del modelo, determinación de los puntos de equilibrio, optimización de parámetros y análisis.

Los diagramas de bloques Simulink facilitan un entorno interactivo para la simulación de sistemas lineales, no lineales y discretos. La simulación se puede realizar desde menús desplegables o desde la línea de comandos de Matlab. Los resultados pueden ser vistos durante la simulación usando osciloscopios (Scopes) o bloques gráficos (Graph blocks); y grabados en un archivo o transferidos al espacio de trabajo de Matlab para su posterior análisis o procesamiento. Simulink permite realizar el análisis de modelos cambiando los parámetros del mismo mientras se lleva a cabo la simulación.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

ANEXOS

Simulink permite desarrollar modelos de sistemas dinámicos mediante ecuaciones y diagramas de bloque. Se pueden crear modelos lineales o no lineales, de tiempo discreto o continuo, o modelos híbridos utilizando “drag and drop” (arrastrar y dejar) para mover los componentes desde una biblioteca de bloques y conectándolos entre sí usando el mouse.

Un modelo de diagrama de bloque de Simulink, como el indicado en la figura A.1, es una representación gráfica de un modelo Matemático de un sistema dinámico, el cual es descrito por un juego de ecuaciones, ya sean algebraicas, diferenciales, etc.

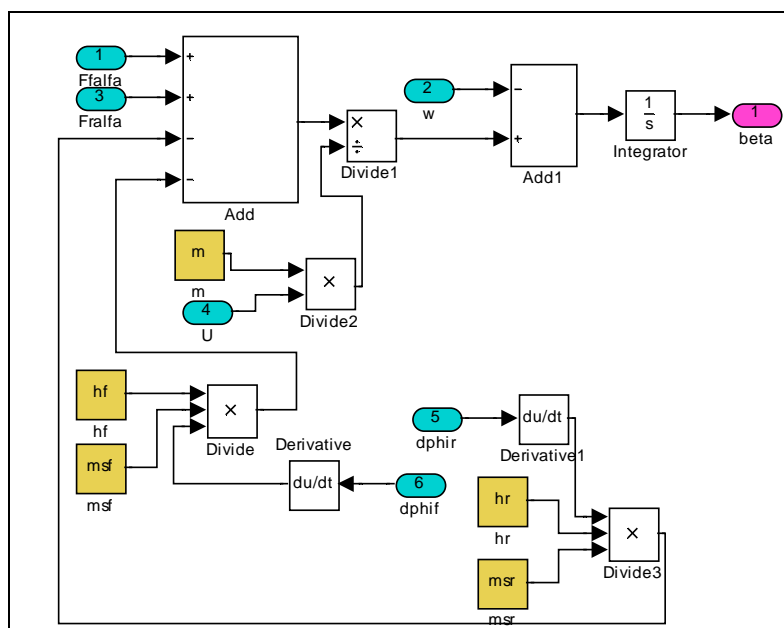


Figura A.1. Diagrama de bloques de Simulink

Un bloque define un sistema dinámico en si mismo. Las relaciones entre cada sistema dinámico elemental (bloque), se representan con el uso de señales que conectan esos bloques. Todo el conjunto de bloques y sus conexiones conforman un sistema dinámico global.

Simulink es un ambiente interactivo para modelar una amplia variedad de sistemas dinámicos, pudiendo ser estos lineales, no lineales, discretos, de tiempo continuo y sistemas mixtos. Permite realizar diagramas de bloques con operaciones click-and-drag, cambiar parámetros del modelo y visualizar resultados durante una simulación. Es también un sistema abierto, que permite al usuario escoger, adaptar y crear componentes o subsistemas. Simulink se apoya en el ambiente Técnico Computacional de Matlab. Matlab y su grupo de Toolboxes ofrecen un conjunto amplio de herramientas de ingeniería y matemática para definir algoritmos, analizando datos y visualizando resultados [21].

Juntos, Simulink y Matlab proveen un entorno integrado para construir modelos versátiles y simular dinámicos, diseñando y testeando ideas nuevas.

Entre los bloques más importantes de cada biblioteca se encuentran los siguientes:

- **Commonly used Blocks:** Constante, ganancia, producto, etc
- **Continuous:** Derivadas, integrales, etc



- **Discontinuous:** Limitación de rango de salida, retardo en la señal de salida, etc
- **Discrete:** Diferencia, derivada discreta, filtro discreto, etc.
- **Logic and Bit Operations:** Operadores lógicos.
- **Sinks:** Salidas, osciloscopios, etc.
- **Sources:** Fuentes: Constante, Reloj, Rampa, etc..
- **LookUp Tables:** Seno, coseno, etc
- **Math Operations:** Suma, resta, valor absoluto, etc..
- **Otros bloques:** Model Verification, Model-Wide Utilities, Ports & subsystems, signal attributes & Routing

Los bloques de entradas y de salidas se usan para intercambiar vectores entrada-salida de simulación con el entorno Matlab y archivos de datos. Los bloques de tiempo discreto permiten modelar y simular subsistemas con datos muestreados tales como sistemas de control digital y procesamiento de señales. Otros bloques utilizan comandos Matlab por sus posibilidades adicionales de análisis.

Usando Simulink se pueden modelar sistemas complejos y grandes tan fácilmente como los sistemas simples, sin límites sobre la cantidad de bloques o conexiones. Los modelos complejos se crean agrupando bloques en subsistemas. Para trabajar con subsistemas, se pueden construir los modelos usando enfoques *top-down* y *bottom-up*.

Los bloques tienen indicadas sus entradas y salidas. Estas pueden no quedar en la ubicación más cómoda, por lo cual los bloques pueden ser rotados. Para rotar un bloque se posiciona el mouse sobre el bloque y se hace un click quedando este seleccionado

Para poder realizar la simulación se deben vincular los bloques entre sí. Esto se consigue uniendo los bloques con líneas de flujo de señal.

A.1.2.2 Solver

Antes de proceder con la simulación del sistema se deben definir sus parámetros; método de resolución, tiempo de simulación, paso de integración (en caso de que el método escogido lo requiera), etc.

El tiempo total de simulación debe ser suficiente para que el sistema evolucione hasta su estado estacionario, es decir de 3 a 5 veces la mayor constante de tiempo del sistema (esto si se desea ver toda la dinámica de la evolución). En el ejemplo de la figura A.2 se tiene una única constante de tiempo que es 0,1 y será tomada en cuenta al establecer el tiempo de simulación. En cuanto al paso de integración, dependiendo del método este puede ser fijo o variable y además puede ser acotado en forma manual o automática [21].



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

ANEXOS

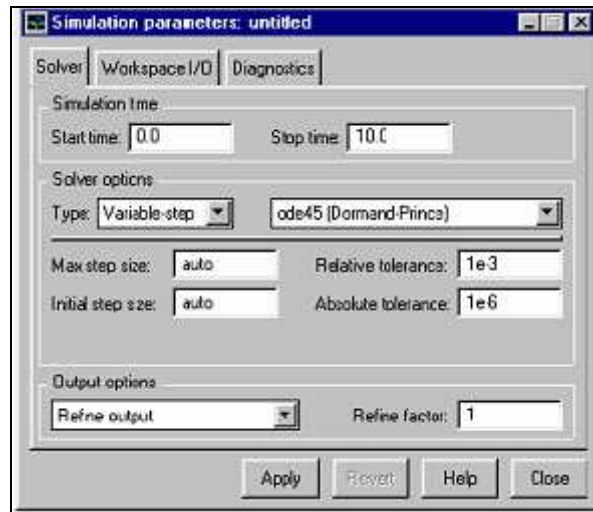


Figura A.2. Parámetros de la simulación.

Los parámetros de simulación son accedidos a través de la opción Parameters del menú Simulation de la ventana donde se encuentra el modelo. Simulink muestra entonces la ventana de dialogo de parámetros de simulación que consta de tres páginas para el manejo de dichos parámetros:

- **Solver**: Esta página permite modificar los tiempos de inicio, parada de simulación y el método de resolución conjuntamente con sus parámetros y opciones de salida.
- **Workspace I/O**: Esta página permite intercambiar información con espacio de trabajo de Matlab.
- **Diagnostics**: Esta página permite modificar los niveles de los mensajes de alerta que pueden surgir durante la simulación.

Dentro de la pestaña “Solver”, se encuentran los siguientes parámetros a introducir:

- **Simulation Time**: Aquí se pueden modificar el tiempo inicial y final de simulación. Por defecto los valores son 0 y 10 seg. respectivamente. Es conveniente notar que el tiempo de simulación y el tiempo que tarda la computadora en realizar dicha simulación no es el mismo. Por ejemplo, si stop time es ajustado en 15 seg. esto no significa que la máquina estará simulando durante 15 seg. El tiempo que demanda la simulación depende generalmente de una serie de factores como ser: la complejidad del modelo, tamaño del paso de integración, método de integración, velocidad de la computadora, memoria, etc.
- **Solver options**: Simulink provee un conjunto de diferentes métodos para resolver la simulación. Debido a la diversidad de modelos de sistemas dinámicos, algunos de estos métodos responden de manera más eficientes que otros para cada caso en particular. Simulink presenta dos grupos de métodos de resolución:



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

ANEXOS

- Variable-step: Son aquellos que modifican automáticamente el tamaño del paso durante la simulación; a su vez, proveen control de error y detección de cruces por cero.
 - Ode45 (ordinary differential equation solver of 4th and 5th order): Este es el método por defecto si Simulink detecta que el modelo es de estado continuo (ver Discrete (variable-step)). Ode45 es un método de un solo paso basado en la fórmula de Runge-Kutta de orden 4 y 5 (Par de Dormand-Prince). En general este método arroja resultados satisfactorios para la mayoría de los modelos continuos y resulta ser un bueno como primera aproximación cuando no se conoce mucho del sistema en estudio.
 - Ode23: Es un método de un solo paso basado en la fórmula de Runge-Kutta (2,3) (par de Bogacki Shampine). Este método resulta más eficiente que el ode45 cuando las tolerancias del error no son tan exigentes y el modelo presenta un leve grado de rigidez (mild stiffness).
 - Ode113: Es un método multipaso (Ver [3]) de orden variable de Adams-Bashforth-Moulton. Puede resultar más eficiente que ode45 cuando las tolerancias del error se tornan muy exigentes.
 - Ode15s: Es un método multipaso de orden variable basado en fórmulas de diferenciación numérica (NDFs). Si bien las NDFs están relacionadas con las fórmulas de diferenciación por atraso (DBFs o método de Gear), estas NDFs son mucho más eficientes. Este método es recomendable si el modelo es stiff o bien el ode45 falla o resulta muy lento. El orden de este método puede variar entre uno y cinco. Cuando mayor es el orden del método, si bien mayor será la precisión de los cálculos efectuados, puede que el mismo resulte inestable. Por tal motivo, si el modelo es stiff y requiere mayor estabilidad es aconsejable reducir el orden a dos o usar ode23s. La opción para modificar el orden de este método está disponible desde la ventana del solver una vez que ode15s fue seleccionado.
 - Ode23s: Es un método basado en la fórmula modificada de Rosenbrock de segundo orden. Al ser un método de un solo paso puede en algunos casos ser más eficiente que ode15s cuando las tolerancias no sean muy exigentes.
 - Discrete (paso variable): Es el método por defecto que elige Simulink cuando detecta un modelo de estado discreto.
- Fixed-step: Mantienen el tamaño del paso de integración a través de toda la simulación y contrariamente a los métodos de paso variable, estos no proveen control de error y detección de cruces por cero.
 - Ode5: Es la versión de paso fijo de ode45.
 - Ode4: Está basado en la fórmula de Runge-Kutta de cuarto orden.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

ANEXOS

- Ode3: Es la versión de paso fijo de ode23.
- Ode2: Está basado en el método de Heun también conocido como formula de Euler mejorada.
- Ode1: Esta basado en la formula de Euler.
- Discrete (paso fijo): Este método no realiza integraciones por lo que es aconsejable para modelos sin estados para los cuales la detección cruces por cero y la detección de errores no es importante.

Opciones del Método Elegido (solver Options).

Maximum step size: Este parámetro es el límite superior para el tamaño que puede tomar el paso en los métodos de paso variable. Cuando la opción se encuentra en AUTO, el parámetro es determinado del siguiente modo:

$$h_{\max} = (t_{\text{stop}} - t_{\text{start}}) / 50.$$

Por lo general este valor es suficiente pero puede haber casos que requieran una modificación del mismo para evitar que se pierdan ciertos comportamientos del sistema a causa de que el solver tome pasos muy grandes. Si la simulación demanda mucho tiempo, puede que el paso sea muy grande para que el solver encuentre la solución. Por otra parte si el modelo presenta un comportamiento periódico o cuasi periódico, es aconsejable tomar el paso máximo como $\frac{1}{4}$ del período.

Initial step size: Por defecto Simulink analiza las derivadas de los estados para determinar el tamaño inicial del paso y de este modo no perder información producto de haber comenzado con un paso demasiado grande. Este parámetro es solo un valor sugerido como tamaño para el primer paso ya que el solver reducirá automáticamente el paso si los criterios de error no son satisfechos.

Tolerancias de Error: Los solvers utilizan técnicas locales de control de errores en cada paso de integración. Durante cada paso, no solo se determina el valor de cada estado sino también el error local que es el error estimado de los estados calculados. Los dígitos en el nombre de cada rutina como 2 y 3 en ode23 se refieren al orden del método usado. De este modo, ode23 emplea una aproximación de orden 2 y una de orden 3 y en base a la diferencia en los resultados obtenidos se estima el error local antes mencionado. Este error local es comparado con la cota de error aceptable que es función de las tolerancias relativa y absoluta. Si el error local estimado es mayor que la cota de error aceptable para alguno de los estados calculados, entonces el solver reduce el paso y recalcula.

Tolerancia Relativa (rtol): Mide el error relativo al valor de cada estado y representa un porcentaje del valor del dicho estado. Por defecto este parámetro es 10^{-3} , lo que significa que el estado calculado tendrá una precisión del 0.1%.

Tolerancia Absoluta (atol): Representa un umbral para el valor del error. Esta tolerancia representa la cota máxima del error a medida que los estados se aproximan a cero.



Estudio mediante SIMULINK y ANSYS del comportamiento de la superestructura de un autobús urbano.

ANEXOS

El error para el i-esimo estado, e, debe satisfacer:

$$e_i \leq \max(rtol * |x_i|, atol)$$

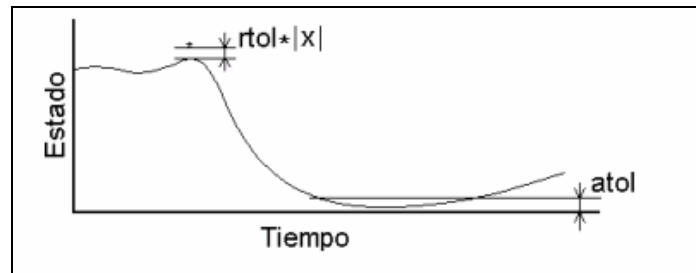


Figura A.3. Tolerancia Relativa-absoluta

• Opciones de salida.

Estas opciones permiten controlar la cantidad de puntos que genera la salida de la simulación de tres maneras posibles:

- **Refine Factor**: Cuando el aspecto de la salida se asemeja a una poligonal, este parámetro provee un número entero de puntos intermedios adicionales. Por ejemplo si este parámetro se fija en dos, la salida tendrá aparte de los puntos generados en cada paso un punto adicional intermedio en cada paso. Para suavizar el aspecto de la salida es más rápido usar esta opción que disminuir el paso de integración ya que el solver genera estos puntos adicionales por medio de una formula de extensión continua sin cambiar la cantidad de pasos. Esta opción se encuentra disponible solo para los métodos de paso variable. El valor por defecto es 1 con el cual no agrega ningún punto adicional.
- **Produce Additional output**: Esta opción permite adicionar directamente tiempos en los cuales son de interés el conocimiento del estado.
- **Produce Specified Output Only**: Esta opción provoca que solamente se generen los puntos aquí especificados.

Ejemplo: Supóngase que la simulación arroja datos en los siguientes tiempos: 0 2.5 5 8.5 10

- Refine output = 2 generará resultados en los instantes: 0, 1.25, 2.5, 3.75, 5, 6.75, 8.5, 9.25, 10
- Produce adicional output = [0:10] generará resultados en los siguientes instantes de tiempo: 0, 1, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 8.5, 9, 10
- Produce specified output only = [0:10] generará resultados en los siguientes instantes de tiempo: 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10